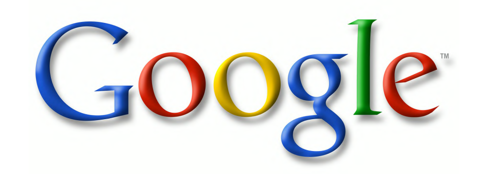
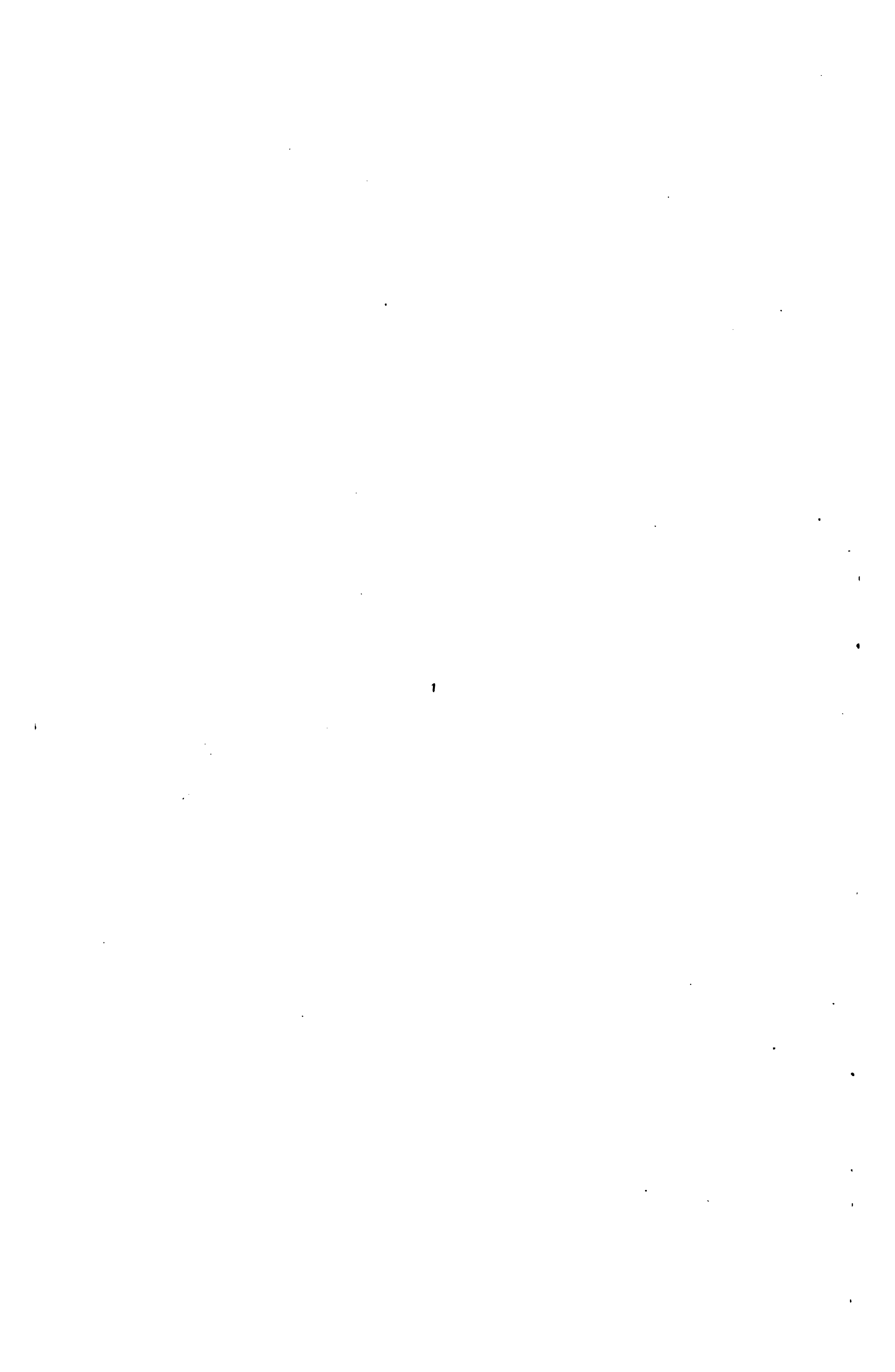






HANDBUCH
DER
ANGEWANDTEN PHYSIKALISCHEN CHEMIE

IN EINZELDARSTELLUNGEN

UNTER MITWIRKUNG VON

Prof. Dr. R. ABEGG-BRESLAU, Dr. E. BAUR-BERLIN, Dr. W. BÖTTGER-LEIPZIG, Dr. H. BRUNSWIG-NEU-BABELSBERG, Prof. Dr. E. COHEN-UTRECHT, Prof. Dr. C. DOELTER-GRAZ Prof. Dr. F. DOLEZALEK-GÖTTINGEN, Dr. ALEX. FINDLAY-BIRMINGHAM, Prof. Dr. F. FOERSTER-DRESDEN, Prof. Dr. H. GOLDSCHMIDT-KRISTIANIA, Prof. Dr. F. HABER-KARLSRUHE, Dr. M. HERSCHKOWITSCH-Jena, Prof. Dr. L. HOLBORN-CHARLOTTENBURG, Regierungsrat A. v. IHERING-BERLIN, Dr. K. KNÜPFFER-SCHLÜSSELBURG, Dr. TH. KOERNER-FREIBERG, Prof. Dr. J. P. KUENEN-DUNDEE, Dr. W. LENZ-BERLIN, Prof. Dr. C. UND Dr. FR. LINDE-MÜNCHEN, Prof. Dr. R. LORENZ-ZÜRICH, Prof. Dr. W. MEYERHOFFER-BERLIN, Prof. Dr. V. ROTHMUND-PRAG, Prof. Dr. K. SCHAUM-MARBURG.

HERAUSGEGEBEN

VON

DR. GEORG BREDIG

A. O. PROFESSOR AN DER UNIVERSITÄT HEIDELBERG

Band III:

MASCHINENKUNDE FÜR CHEMIKER

VON

A. von IHERING

LEIPZIG
VERLAG VON JOHANN AMBROSIUS BARTH
1906

MASCHINENKUNDE FÜR CHEMIKER

EIN LEHR- UND HANDBUCH
FÜR STUDIERENDE UND PRAKTIKER

VON

ALBRECHT VON IHERING
KAISERL. REGIERUNGSRAT
MITGLIED DES KAISERL. PATENTAMTES
DOZENT AN DER KÖNIGL. FRIEDRICH-WILHELMS-UNIVERSITÄT
ZU BERLIN

MIT 352 ABBILDUNGEN UND 7 TAFELN



LEIPZIG
VERLAG VON JOHANN AMBROSIUS BARTH
1906

Vorwort.

Der Aufforderung des Herrn Herausgebers zur Mitarbeit an dem „Handbuch der angewandten physikalischen Chemie“ durch Übernahme eines Abschnittes über die Maschinenkunde, soweit sie für die chemische Industrie in Frage kommt und von Interesse ist, war ich mit um so größerer Bereitwilligkeit nachgekommen, als mir dadurch die Möglichkeit geboten wurde, mir für meine Vorlesungen über Maschinenkunde für Chemiker an der hiesigen Universität einen Leitfaden zu schaffen, welcher es mir ermöglicht, in Zukunft viel eingehender, als es bisher bei der Kürze der zu Gebote stehenden Zeit möglich war, die außerordentlich umfangreiche Materie zu behandeln. Namentlich konnte ich hierdurch für die Behandlung der, zur Berechnung der Leistungen der Motoren und Arbeitsmaschinen absolut erforderlichen, theoretischen Grundlagen mehr Zeit gewinnen.

Ich war mir der großen Schwierigkeit meiner Aufgabe wohl bewußt, da ich mich zunächst hüten mußte, zu sehr in das Gebiet der theoretischen Maschinenlehre einzudringen, weil hierfür weder das Verständnis und das Interesse noch die erforderlichen Grundlagen der technischen Mechanik vorausgesetzt werden konnten.

Andererseits aber durfte ich auch nur die wichtigsten, sozusagen typischen Konstruktionen aus der außerordentlich großen Zahl der verschiedenartigsten Ausführungen, so z. B. bei den Dampfkesseln, den Dampfmaschinen, den Steuerungen, den Gasmotoren, den Zentrifugen, den Transportvorrichtungen, den Zerkleinerungsmaschinen, den Kondensatoren usw., auswählen, um nicht den mir zur Verfügung stehenden Raum zu sehr zu überschreiten.

Mein Bestreben war, von den hauptsächlichsten in der chemischen Großindustrie zur Anwendung gekommenen maschinellen Einrichtungen und Apparaten je in einigen Beispielen ein Bild zu geben, ihre Konstruktion und Wirkungsweise in kurzen Zügen verständlich zu machen und so sowohl dem Studierenden, welcher in die chemische Großindustrie eintritt oder später eintreten will, einen Leitfaden zu geben, an der Hand dessen er sich zunächst orientieren kann, als auch dem bereits in der Praxis stehenden Chemiker bei den zahlreichen Fragen des Betriebes ein, wenn auch kaum für alle Fälle ausreichender, Ratgeber zu sein.

Für eingehendere Informationen, als es im Rahmen des vorliegenden Buches möglich war, habe ich ein möglichst reichhaltiges Literaturverzeichnis im Anhange angefügt und auch im Text vielfach auf einschlägige Literatur hingewiesen.

Es war ferner mein Grundsatz, nur solche Maschinen und Apparate zur Behandlung zuzulassen, welche sich bereits in der Praxis gut bewährt haben, wofür neben anderem allein schon das Ansehen der ausführenden Firmen in der Industrie eine vollkommene Bürgschaft boten.

Den in Frage kommenden Firmen, welche mich in liebenswürdigster Weise in meiner Arbeit unterstützt haben, sei auch an dieser Stelle bestens gedankt.

Indem ich somit das Buch der Öffentlichkeit übergebe, bitte ich um eine nachsichtige Beurteilung, da bei einer derartigen Fülle des Stoffes, wie er sich zur Behandlung darbot, vielleicht manchen Anforderungen nicht genügend entsprochen sein könnte, und bitte zugleich, mich für eine etwaige weitere Auflage durch Mitteilungen und Anregungen aus der Praxis heraus freundlichst zu unterstützen, wofür ich außerordentlich dankbar sein würde.

Zehlendorf (Wannseebahn), 8. März 1906.

Albrecht von Ihering.

Inhaltsübersicht.

III. Teil.

Einleitung.

Es ist eine fast auf allen Gebieten des menschlichen Wissens und Könnens beobachtete Tatsache, daß, je höher die Stufe der Vollkommenheit liegt, auf welche ein bestimmtes Wissensgebiet gelangt ist, desto größer die Schwierigkeit wird, das gesamte Gebiet zu übersehen und zu beherrschen.

Dies gilt in gleicher Weise von der Wissenschaft, wie von der Kunst und anderen Gebieten menschlichen Schaffens und geistiger Tätigkeit. Man kann sich von dem heutigen Standpunkte der Wissenschaft aus kaum in die Zeit versetzen, in welcher einzelne hervorragende Männer nicht allein fast alle Gebiete der Wissenschaften umfaßten, sondern auch auf den verschiedensten Zweigen derselben bahnbrechend tätig waren und grundlegende Forschungen gemacht haben.

Zur Charakteristik jener Zeit genügt es, auf drei hervorragende Geister hinzuweisen, welche mit zu den bahnbrechenden Forschern der Naturwissenschaften und der Philosophie gehören. Es sind dies: BACO v. VERULAM, NEWTON und LEIBNIZ.

Es ist bekannt, daß BACO v. VERULAM nicht allein ein hervorragender Staatsmann war, sondern auch als Gelehrter sich auf fast allen Gebieten der Wissenschaft betätigt und mehr oder weniger bahnbrechend gewirkt hat. Er war Astronom, Naturhistoriker, Physiker, Mediziner, Rechtsphilosoph, Historiker und Ethiker.

Sein großer Geistesnachfolger NEWTON war fast ebenso vielseitig und hat in fast allen Gebieten der heutigen Naturwissenschaften Hervorragendes geleistet, war jedoch außerdem Philosoph und Politiker, und befaßte sich sogar am Ende seines Lebens mit theologischen Studien.

Dieselbe Vielseitigkeit besaß sein Zeitgenosse LEIBNIZ, von welchem bekanntlich nicht nur die hervorragendsten mathematischen, physikalischen und philosophischen Schriften stammen, welcher vielmehr auch als Historiker und Jurist wissenschaftlich tätig war und sogar im Jahre 1694 eine theologische Schrift verfaßt hat.

Es ist jene Zeit, welche GOETHE so treffend in der Einleitung zum „Faust“ charakterisiert mit den Worten: „Habe nun, ach, Philosophie, Juristerei und Medizin und leider auch Theologie durchaus studiert mit heißem Bemüh'n.“ Wir sehen im Faust noch den Beherrscher des Wissens sämtlicher vier Fakultäten repräsentiert. In ähnlichem Sinne läßt GOETHE den Wagner ausrufen: „Zwar weiß ich viel, doch möcht' ich alles wissen.“

Vergleicht man mit jenen auserlesenen Geistesheroën und ihrem Zeitalter die moderne Wissenschaft, so zeigt sich die scheinbar entgegengesetzte Erscheinung der bis ins kleinste durchgeführten Spezialisierung, eine Durchführung des Prinzips der Teilung der Arbeit auch auf diesem Gebiete menschlicher Intelligenz, welche fast zu dem Schlusse berechtigen könnte, daß von einer

Wissenschaft kaum noch die Rede sein könnte, daß vielmehr ein ganz eng begrenztes Fachstudium einer vielseitigen, wissenschaftlichen Bildung Platz gemacht hätte. Eine Bestätigung dieser Erscheinung scheint allein schon ein Blick auf die außerordentliche Spezialisierung in der Medizin zu geben.

Daß dem nicht so ist, bedarf keines Wortes, dennoch aber ist es richtig, daß bei der enormen Vielseitigkeit und rapiden Entwickelung aller Wissensgebiete ein noch so hervorragender Geist nicht mehr fähig ist, den vielen Richtungen, welche von einem Zentralpunkte ausgehen, zu folgen, vielmehr, um auf einem bestimmten Gebiete Tüchtiges und Hervorragendes zu leisten, ein Spezialgebiet zum Gegenstand seiner Forschungen macht und machen muß. Falsch wäre es jedoch, zu behaupten, daß ein solches Spezialgebiet menschlicher Erkenntnis erfolgreich und segensreich gefördert werden könne, ohne daß nicht auch auf die benachbarten Richtungen, auf die verwandten Wissenschaften, welche für ein bestimmtes Gebiet Hilfswissenschaften sind, Rücksicht genommen werde, daß sich der Forscher nicht auch ihrer Hilfe zur Erreichung seiner Ziele in ausgedehntem Maße bedienen müsse.

Eines der auffallendsten Beispiele in dieser Hinsicht bietet die Mathematik, welche zwar als Wissenschaft an sich völlig selbständig und abgeschlossen ist, aber doch für eine größere Reihe der Natur- und technischen Wissenschaften als Hilfswissenschaft dient, ohne welche aber auch ein Verständnis oder ein Fortschritt in ihnen fast unmöglich ist, so in der Physik, Astronomie, Mineralogie, Mechanik, Thermodynamik, Maschinenkunde und, last not least, in der Chemie.

Eines der glänzendsten Beispiele für die Wahrheit der letzteren Behauptung bietet uns einer der großen Gelehrten, wenn nicht der größte Gelehrte des 19. Jahrhunderts, HERMANN HELMHOLTZ.

Es ist bekannt, daß HELMHOLTZ sich für seine Untersuchungen in der Mechanik über die Lehre von „der Erhaltung der Kraft“, in der Optik, Akustik und anderen Gebieten der Physik in ausgedehntem Maße der Mathematik bedient hat, und daß wohl selten ein Physiker von so umfassendem Wissen zugleich ein derartig bedeutender Mathematiker gewesen ist, wie HELMHOLTZ. Aber gerade durch die außerordentliche Beherrschung dieser Hilfswissenschaft war er imstande, die bahnbrechenden und klassischen Untersuchungen in seinem Wissensgebiete anzustellen.

Auch für die Chemie gilt das Obengesagte, indem auch sie sich einer großen Anzahl von Hilfswissenschaften bedient, so der Physik, der Mineralogie, der Kristallographie, der Botanik und der Mathematik.

Für das Studium der Chemie an sich dürften die genannten Hilfswissenschaften völlig ausreichen. Faßt man jedoch die Aufgaben der Chemie weiter, und erblickt man ihre Hauptaufgabe in der Verarbeitung der Rohstoffe und in der Herstellung von Produkten aller Art auf chemischem Wege, durch chemische Prozesse in der Großindustrie, so erkennt man sofort, daß hier noch eine wichtige Disziplin des Studiums wert ist, welche den Jünger dieser Wissenschaft einführen soll in das unendlich vielseitige Gebiet der Großindustrie, ihn über die Hilfsmittel orientieren soll, deren sich die chemische Großindustrie zur Ausführung ihrer Prozesse bedient.

Diese Disziplin ist die auf die chemische Großindustrie angewandte Maschinenlehre, d. h. also die Lehre von den maschinellen Einrichtungen, Hilfsmitteln, Apparaten, Kraft- und Arbeitsmaschinen aller Art, ohne deren ausgiebige Hilfe die Ausführung der chemischen Prozesse im großen undenkbar ist.

Wenngleich es kaum eines Nachweises hierfür bedürfte, so ist es doch lehrreich, diese Behauptung an der Hand zweier Beispiele zu verfolgen. Das erste derselben sei aus der Metallurgie, gewiß einem wichtigen Gebiete der Chemie entnommen.

Während die Reaktionen im chemischen Laboratorium in kleinen Tiegeln und mit kleinen Gebläsen ausgeführt werden, dienen zur Erzeugung des Roheisens die großartigen Hochöfen, welche durch äußerst sinnreich konstruierte maschinelle Einrichtungen dauernd mit den in ihnen zu verarbeitenden Erzen und den zuzusetzenden Brennstoffen beschickt werden, und mit den Vorrichtungen zum Einfüllen der Erze und Brennstoffe in die Öfen und zur Ableitung der in den Hochöfen gewonnenen, äußerst wertvollen Gichtgase ausgestattet sind. Mit den Hochöfen in engster Verbindung stehen die Maschinen zur Erzeugung der für den Schmelzprozeß erforderlichen Luft, die großen Gebläsemaschinen und die Apparate zur Erwärmung der in die Hochöfen einzuleitenden Luft.

Man erkennt sofort, daß jeder Teil dieses großen Ganzen zur Ausführung des gesamten Prozesses gleich wichtig und gleich bedeutungsvoll und unentbehrlich ist, sowie daß zu diesem an und für sich rein chemischen Prozeß der Verwandlung der Erze in Roheisen eine große Zahl von Apparaten, Maschinen, Einrichtungen und Hilfsmitteln aller Art erforderlich ist, welche der Maschinenindustrie entstammen.

Ein zweites Beispiel bietet die Zuckerindustrie, bei welcher in den Maschinen und Vorrichtungen zur Verarbeitung des Rohproduktes, der Rüben, in den Zerkleinerungsmaschinen, Walzen, Quetschen, sodann in den Eindampfapparaten, Kochern, Rührwerken, in den zahlreichen Maschinen zur Beförderung der Zuckerflüssigkeit, in den Zentrifugen, Filtern und anderen notwendigen Apparaten eine große Reihe der interessantesten Maschinen zur Anwendung kommen, welche zur Ausführung der verschiedenen Prozesse unentbehrlich sind und deren Kenntnis bezüglich ihrer inneren Einrichtung und Wirkungsweise für jeden Fachmann, welcher in einem industriellen Unternehmen dieser Art beschäftigt ist, unbedingt erforderlich ist, da er sich sonst von dem richtigen Verlauf der Prozesse keine Rechenschaft ablegen kann.

Man könnte einwerfen, daß es ja genüge, wenn ein Chemiker sich die Kenntnis dieser maschinellen Einrichtungen und Apparate in den Betrieben selbst aneigne, und daß für den Chemiker von Beruf die Beschäftigung mit der an sich trockenen Materie der angewandten Mechanik während seines Studiums zeitraubend, überflüssig, ja sogar hemmend für das übrige Studium sei. Wenn auch zuzugeben ist, daß die wohl in der Welt einzig dastehende deutsche chemische Industrie auch bisher ihre bewunderungswürdigen Erfolge erreicht hat, ohne daß derartig vorgebildete Chemiker in ihren Betrieben in größerem Umfange tätig waren, so ist doch nicht zu vergessen, daß einmal die gegenwärtig in den chemischen Großbetrieben tätigen Chemiker sich erst in denselben die erforderlichen Kenntnisse in der angedeuteten Richtung mühsam haben aneignen müssen, und daß andererseits bei dem immer mehr und mehr entwickelten Konkurrenzkampf auch der deutschen chemischen Großindustrie mit dem Auslande kein wichtiges Mittel außer Acht gelassen werden darf, welches den Jüngern der Wissenschaft eine höhere Intelligenz und eine höhere Vorbildung auch in bezug auf ihren späteren Beruf schon während ihres Studiums verleiht, als es bisher der Fall war, und als es namentlich im Auslande bisher geschieht.

Auch einem anderen Einwurf sei an dieser Stelle begegnet.

Man könnte das Studium und die Kenntnis der in der chemischen Industrie angewandten Maschinen und Apparate für überflüssig erklären, wenn man berücksichtigt, daß sowohl an den Universitäten, als auch den technischen Hochschulen Deutschlands die chemische Technologie in mehr oder weniger eingehendem Maße gelehrt und auch die Elektrochemie in neuerer Zeit an manchen Hochschulen besondere Lehrstühle besitzt. Indessen ist doch einerseits das Lehrgebiet, das Ziel und die Methode der chemischen Technologie eine völlig bestimmte, mit den Aufgaben der Maschinenkunde in keiner Weise kollidierende. Andererseits dürfte aber auch bei der Behandlung der chemischen

Technologie auf die rein maschinelle Seite wohl in den seltensten Fällen ein derartiger Wert gelegt werden, wie es für das Verständnis der in den chemischen Betrieben vorhandenen Maschinen und maschinellen Einrichtungen erforderlich ist, und dürfte auch schließlich der Vertreter der chemischen Technologie selbst nicht in der Lage sein, sich derartig eingehende Spezialkenntnisse auf dem Gebiete der Maschinenlehre anzueignen, daß er selbst bei genügender Zeit imstande wäre, die maschinelle Seite der chemischen Großbetriebe im wünschenswertem Maße zu behandeln.

Bevor nun in das große Gebiet der für die chemische Industrie erforderlichen maschinellen Einrichtungen eingetreten werden kann, ist es erforderlich, zum Verständnis der in den Maschinen sich abspielenden Vorgänge die Hauptgrundgesetze der Mechanik und mechanischen Wärmelehre vorauszuschicken.

I. Teil.

Die Grundgesetze der Mechanik und der mechanischen Wärmelehre.

1. Kapitel.

Von der mechanischen Arbeit, der Energie und der Maschine.

Um zur Vorstellung von dem Wesen einer Maschine, ihrer Leistung und Tätigkeit zu gelangen und eine möglichst umfassende Erklärung der Eigenart einer Maschine sowie ihre Definition zu gewinnen, erscheint der natürlichste und am leichtesten zum Verständnis führende Weg der Ausgang von irgend einem bestimmten Beispiel zu sein.

Eine der geistvollsten und bis in ihre kleinsten Einzelheiten zur höchstmöglichen Vollendung gebrachten Maschinen, welche die Maschinentechnik aufzuweisen hat, ist unbestritten die Lokomotive, deren äußere Erscheinung, Art der Arbeitsleistung, Prinzip der Krafterzeugung im wesentlichen derart Allgemeingut aller Gebildeten geworden ist, daß eine weitere Beschreibung entbehrt werden kann.

Ein Blick auf diese Maschine läßt selbst für den unbefangenen Laien das eine sofort zweifellos zur Tatsache werden, daß man es mit einer Vielheit von teils festliegenden, teils beweglichen Organen, Maschinenteilen zu tun hat, welche ausnahmslos aus festen, den äußeren und inneren Kräften genügenden Widerstand bietenden Körpern und zwar Metallen bestehen, um hierdurch auch andererseits eine möglichst geringe, durch die fortgesetzt wiederholte Bewegung verursachte Abnutzung der bewegten Teile zu erreichen. Diese Teile bilden wieder eine bestimmte Anzahl größerer Einheiten, welche jede für sich einen besonderen Zweck verfolgt, aber auch für das Ganze unentbehrlich ist. Hierher gehören vor allen Dingen 1. die Feuerungsanlage, 2. der Dampfkessel mit dem Rauchabzug und der Vorrichtung zur Erhöhung des Zuges, 3. die Dampfmaschine an sich, 4. die Steuerung derselben, mittels deren nicht allein die Bewegung der ganzen Maschine eingeleitet oder stillgesetzt wird, sondern auch die Fahrtrichtung, Vor- oder Rückwärtsfahrt, bestimmt wird, und endlich auch die Stärke der Leistung der Maschine reguliert werden kann, 5. das Fuhrwerk der Lokomotive an sich, bestehend aus dem Gestell mit den Rädern, der Zugvorrichtung zur Fortbewegung der Lasten und endlich 6. den zahlreichen Einzelteilen zur Bedienung der ganzen Maschine von einer Zentralstelle, dem Führerstande aus.

Eine weitere Untersuchung läßt sofort erkennen, daß alle Teile nach bestimmten Regeln zueinander angebracht oder miteinander derartig verbunden

sind, daß sie in bestimmten Zeiten oder Perioden wiederkehrende Bewegungen, gradlinig hin- und hergehende, schwingende oder umlaufende Bewegungen ausführen können. Endlich aber lehrt uns die in der Fahrt befindliche Maschine ohne weiteres, daß sie eine bestimmte Arbeitsleistung oder mechanische Arbeit in einer bestimmten Zeit, nämlich die Fortbewegung einer bestimmten Anzahl belasteter Wagen zu verrichten imstande ist. Wir sehen also im wesentlichen fünf Haupteigenschaften, aus welchen sich die Erklärung der Wirkungsweise, also auch der Definition der Maschine ableiten läßt, nämlich: 1. eine bestimmte Anzahl von aus festen Körpern bestehenden Maschinenteilen, 2. eine ganz bestimmte, gesetzmäßige Anordnung derselben, 3. bestimmte, stets wiederkehrende oder periodische Bewegungen der beweglichen Teile (Hin- und Hergang des Kolbens, Auf und Abschwingen der Pleuel- und Kuppelstangen, Umlauf der Räder), 4. die Einwirkung äußerer Kräfte auf die beweglichen Organe der Maschinen (des im Kessel erzeugten Dampfes auf die Dampfkolben in den Dampfzylindern) und endlich 5. als Zweck und Produkt der ganzen Maschine die Leistung oder die Verrichtung einer bestimmten, mechanischen Arbeit durch die mit bestimmter Geschwindigkeit erfolgende Fortbewegung der Lokomotive selbst und der mit ihr verbundenen Lastwagen. Von außerordentlicher Wichtigkeit ist es, zu beachten, daß keiner der genannten fünf Teile für den Gesamtbegriff einer vollkommenen Maschine entbehrlich ist. Denn nur durch das Zusammenwirken aller fünf Eigenschaften wird der beabsichtigte Zweck erreicht.

In gleicher Weise ließe sich die Untersuchung für jede Maschine anstellen und ist es nicht schwer, ähnliche Beispiele zu analysieren. Man wird dabei stets finden, daß eine bestimmte Anzahl von festen, also widerstandsfähigen, Körpern nach bestimmten Regeln miteinander verbunden ist, daß diese Körper ferner der Einwirkung äußerer Kräfte ausgesetzt sind und hierdurch erst imstande sind, genau festgesetzte Bewegungen auszuführen und das Produkt jeder Maschine zu erzeugen, nämlich mechanische Arbeit zu verrichten. Man kommt hierdurch zu der folgenden Definition der Maschine, welche von Reuleaux aufgestellt ist und folgendermaßen lautet: Die Maschine ist ein System von festen, widerstandsfähigen Körpern, welche derart miteinander verbunden sind, daß sie durch äußere Kräfte gezwungen sind, bestimmte Bewegungen anzunehmen und mechanische Arbeit zu leisten.

Aus dem Vorhergehenden ist ohne weiteres ersichtlich, daß man zum Verständnis des Begriffes und der Wirkungsweise einer Maschine sich über die folgenden drei Begriffe der Mechanik, aus welchen die genannte Definition im wesentlichen zusammengesetzt ist, vollkommen klar werden muß, nämlich über die Begriffe: Kraft, Bewegung und mechanische Arbeit.

So außerordentlich einfach die Erscheinung der Kräfte ist, welche uns in der Natur allseitig umgeben, so sehr wir auch durch die fortgesetzte Gewöhnung an ihre Hilfe derartig verwöhnt sind, daß wir sie als etwas Unentbehrliches, Selbstverständliches anzusehen gewohnt sind, so weit entfernt sind wir davon, das Wesen der Kräfte auch nur ahnen zu können, geschweige denn sie selbst und ihre Entstehung zu erkennen. Die Mechanik speziell bezeichnet schlechthin die Kräfte als die Ursachen jeglicher Bewegung. Ganz allgemein kann man für die Kraft die Definition aufstellen, daß sie die unbekannte Ursache irgend einer Erscheinung sei, aus deren Natur man rückwärts auf ihre Beschaffenheit schließen kann. Ebenso kann man sie ganz allgemein als die Ursache irgend welcher physikalischen, chemischen oder physiologischen Zustandsänderungen bezeichnen. Für die in den Maschinen wirksamen Kräfte genügt vorerst die Definition der Kraft als der Ursache irgend einer Bewegung, wobei unter letzterer die, in einer bestimmten Zeit erfolgte Lagen- oder Ortsveränderung eines Körpers im Raume verstanden wird, während mechanische Arbeit das Produkt einer bestimmten Kraft auf einem bestimmten Wege oder kurz ge-

sagt und die Leistung die mechanische Arbeit in bestimmter Zeit oder das Produkt einer Kraft mit einer gewissen Geschwindigkeit („Kraft mal Weg durch Zeit") bedeutet.

Einige Beispiele mögen zunächst zur Erklärung dieser Begriffe dienen.

Soll eine bestimmte Last, z. B. ein schwerer Baustein, ein eiserner Träger oder ein Dachbalken vom Erdboden auf ein Baugerüst gehoben werden, so hat der Arbeiter, welcher das freie Ende des über den sogenannten Flaschenzug geschlungenen Seiles anzieht, diese Hebung in einer bestimmten Zeit auszuführen. Ist z. B. die auszuübende Kraft, also hier die Last = 500 kg, die gesamte Hubhöhe der Last = 10 m und die Zeit, in welcher diese Last in diese Höhe gehoben werden soll = 5 Min. oder = 300 Sek., so berechnet sich die Leistung nach der Gleichung:

$$L = \frac{500 \cdot 10}{300} \backsim 17 \text{ mkg/Sek.}$$

In Wirklichkeit ist natürlich die Arbeitsleistung infolge der Reibungswiderstände des Seiles in dem Flaschenzuge und der Rollen desselben in ihren Lagen größer.

Ein anderes Beispiel bietet die Hebung einer bestimmten Wassermenge in einer bestimmten Zeit auf eine gewisse Höhe. Soll z. B. ein Arbeiter an einer Pumpe in der Minute 120 l (= 120 kg) Wasser 4 m hoch pumpen, so erfolgt die Berechnung der theoretischen Leistung nach der Gleichung:

$$L = \frac{120 \cdot 4}{60} = \frac{480}{60} = 8 \text{ mkg/Sek.}$$

Die wirkliche Leistung ist auch hier infolge der Widerstände des Wassers beim Durchgange durch die Ventile und die Rohrleitung, der sogenannten hydraulischen Widerstände und infolge der Reibung des Pumpenkolbens in der Pumpe und der Stoffbüchse größer.

Ein drittes Beispiel bietet die bei der Definition des Maschinenbegriffes besprochene Lokomotive. Soll dieselbe einen Lastzug von z. B. 30 Wagen mit einer Geschwindigkeit von z. B. 20 km in der Stunde auf ebener Bahnstrecke fortschaffen, so läßt sich hieraus die von der Lokomotive zu leistende Arbeit in der Sekunde in Sekundenmeterkilogrammen oder in einer höheren Einheit, den später noch zu erklärenden Pferdestärken, berechnen. Auch hierbei ist die von der Lokomotive in den Dampfzylindern zu verrichtende Arbeit wesentlich größer, als die Arbeit, welche sich aus der Berechnung des Lastzuges und der Zuggeschwindigkeit ergibt, weil zu der eigentlichen Nutzarbeit noch die Überwindung der inneren Arbeit der Lokomotive (Reibungen der Achsen in ihren Lagen, Kolbenreibung, Zapfenreibung, Luftwiderstand beim Fortbewegen der Lokomotive usw.) hinzukommt.

Man erkennt aus den genannten Beispielen sofort, daß man zwei verschiedene Arbeitsleistungen zu unterscheiden hat, die Nutzleistung, auch effektive Leistung genannt, und die theoretische Leistung. Über den Unterschied beider wird weiter unten das Nähere noch mitgeteilt werden.

Die im vorhergehenden gekennzeichnete mechanische Arbeit oder Arbeitsleistung schlechtweg ist eine bestimmte Form eines viel allgemeineren Begriffes, welcher mit dem Namen Energie bezeichnet wird. Man versteht hierunter ganz allgemein die Arbeitsfähigkeit oder das Arbeitsvermögen irgend einer Kraft und bezeichnet jede, irgendwie denkbare, Ursache von mechanischer Arbeit ebenfalls mit Energie.[1] Die mechanische Energie speziell kann sich in zwei Formen äußern. Man unterscheidet nämlich die potentielle oder disponible Energie, auch Energie der Lage genannt, und die kinetische oder aktuelle oder ge-

[1] WEYRAUCH, Grundriß der mechan. Wärmetheorie 1905, p. 17.

leistete Energie, auch Energie der Bewegung genannt. Die erstere Energieform kann man sich als die ruhende Energie vorstellen, also diejenige, welche noch nicht in äußerer mechanischer Arbeit nutzbar geworden ist. Sie „schläft“ gleichsam und ist aufgespeichert, steht jedoch jederzeit zur Leistung bestimmter Arbeitsmengen zur Verfügung. In dem Augenblicke aber, wo sie „geweckt“ oder ausgelöst wird, geht sie in die andere mechanische Energieform, in die kinetische Energie, oder Energie der Bewegung über, bei welcher jetzt, während einer bestimmten Zeit, entsprechend dem größeren oder geringeren Energievorrat oder der Energiemenge oder dem Energieinhalte eines bestimmten Körpers eine bestimmte, mechanische Arbeit, die sogenannte äußere Energie geleistet wird.

Das Gewicht einer aufgezogenen Uhr z. B., welche still steht, stellt eine bestimmte potentielle Energie dar, beim Herabsinken des Gewichtes leistet dasselbe kinetische Energie, oder die mechanische Arbeit zur Bewegung des Räderwerkes.

Das schwingende Uhrpendel ferner befindet sich in seiner höchsten oder äußersten Lage im Zustand der potentiellen Energie, vermöge deren es imstande ist, eine neue Schwingung auszuführen. In der tiefsten oder lotrechten Lage dagegen hat es das Maximum seiner kinetischen Energie erreicht.

Das Wasser eines Teiches oder des sogenannten Obergrabens einer Wasserkraftanlage, welches am Ausfluß durch einen Schützen verhindert ist, sich also im Ruhezustand befindet, stellt eine bestimmte Menge potentieller Energie dar, welche durch das Wassergewicht, also den Gesamtinhalt des Obergrabens oder des Teiches und durch die gesamte Gefällhöhe, d. h. den Abstand zwischen dem Oberwasserspiegel des Teiches und dem Wasserspiegel des Abflußgerinnes bestimmt ist.

In dem Augenblicke, in welchem durch Öffnen des Schützens das Wasser zum Ausfluß kommt, verwandelt sich seine potentielle Energie in kinetische Energie, welche beim Durchfluß durch eine Wasserkraftmaschine, z. B. ein Wasserrad, in mechanische Arbeit verwandelt wird.

So stellt ferner eine elektrische Akkumulatorenbatterie von bestimmter Zellenzahl ebenfalls eine ganz bestimmte potentielle, jedoch nicht mechanische, sondern chemische Energie dar, welche durch Einschalten der Batterie in den Stromkreis eines Elektromotors in kinetische Energie, also in mechanische Arbeit umgesetzt werden kann.

Endlich ist in jedem Kilogramm Steinkohle, in jedem Liter eines flüssigen Brennstoffes, Petroleum, Benzin oder Spiritus, in jedem Kubikmeter eines brennbaren Gases für die Verbrennung mit Luft eine ganz bestimmte potentielle Energie enthalten, welche durch Verbrennen des Brennstoffes, also Oxydation des Kohlenstoffes, Wasserstoffes und der sonstigen brennbaren Bestandteile in Gegenwart von Sauerstoffträgern, z. B. Luft in Wärme und mechanische Arbeit umgesetzt werden kann.

Aus dem Vorgesagten ergibt sich eine sehr große Verschiedenheit der Energieformen. Indessen lassen sich alle Energieformen aufeinander zurückführen, und entspricht einer bestimmten Energiemenge in der einen Form eine ganz genau meß- und berechenbare Energiemenge in der anderen Form.

Am frühesten war man zu der Erkenntnis von der Gleichwertigkeit oder Äquivalenz der beiden Energieformen: mechanische Arbeit und Wärme durch die Erfahrung gelangt.

Die Untersuchungen von Joule, Rumford, Jul. Rob. Mayer und anderen führten zu der Erkenntnis, daß jede bewegende Kraft die Wärme zur Ursache hat, daß also jeder Arbeitsleistung der Verlust einer gleichwertigen Wärmemenge und umgekehrt jedem Arbeitsverlust eine gleichwertige, äquivalente, erzeugte Wärmemenge entspricht. Beide Energieformen können in den Maßeinheiten derselben zahlenmäßig festgelegt werden.

Die Maßeinheit für die Wärme ist bekanntlich die Wärmeeinheit oder Kilogrammkalorie, d. h. diejenige Wärmemenge, welche erforderlich ist, um 1 kg Wasser von 0° C bei konstantem Drucke (Normal-Barometerstand von 760 mm) um 1° C zu erwärmen. Die gebräuchlichste Maßeinheit für die mechanische Arbeit ist, wie bereits oben angedeutet wurde, das Meterkilogramm, d. h. jene Arbeitsmenge, welche erforderlich ist, um 1 kg 1 m hoch zu heben. Die Beziehungen zwischen beiden Maßeinheiten sind gegeben durch die mittels der genauesten Untersuchungen festgelegten Werte für das Arbeitsäquivalent der Wärmeeinheit oder das mechanische Wärmeäquivalent:

$$E = 428 \text{ mkg}$$

und umgekehrt für das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit:

$$A = \frac{1}{E} = \frac{1}{428} = 0{,}002336 \text{ W. E.}$$ [1]

Weitere Forschungen haben nun nicht nur die Äquivalenz von Wärme, sondern auch diejenige aller anderen Energieformen, elektrischer Energie, Licht, magnetischer Kraft untereinander und mit den oben zuerst genannten beiden Energieformen ergeben. Die nachfolgende Tabelle ergibt für die wichtigsten derselben den Zusammenhang. Hierbei ist zu beachten, daß als Einheit der Arbeits-

Tabelle I.

Kraft (P) = Masse (m) mal Beschleunigung (p). $P = m \cdot p$; G (Gewicht) $= m \cdot g$ (Beschleunigung der Erdschwere); $m = \frac{G}{g}$; $g = 9{,}81$ m/Sek. (Beschleunigung, Akzeleration der Schwerkraft).

Absolutes Maßsystem: Einheiten: Zentimeter (cm), Sekunde (Sek.), Grammmasse m_0 = Masse eines Körpers, der in Paris 1 Gramm (g) wiegt oder eines Kubikzentimeters (cbcm) Wasser.

I. Mechanische Arbeit.

Kraft — Arbeit im absol. Maßsystem

1 Dyne $= \frac{1}{981}$ Gramm. — 1 Gramm = 981 Dynen. — 1 **Erg** = 1 Zentimeter-Dyne = Arbeit, welche 1 Dyne bei der Bewegung von 1 cm verrichtet. — 1 Joule $= 10^7$ Erg.

Arbeit im techn. Maßsystem = **1 Meterkilogramm** = 1 mkg = 100 (cm) · 1000 (Gramm) · 981 (Dynen) = 981 · 100 000 = 98 100 000 Erg = 9,81 · 10^7 Erg = 9,81 Joule.

Leistung im techn. Maßsystem = **1 Pferdestärke** = 75 mkg in d. Sekunde = 75 · 98 100 000 Erg in der Sekunde = 7 357 500 000 Erg in der Sekunde = 735,75 · 10^7 Erg in der Sekunde.

II. Mechanische Arbeit und Wärme.

1 Wärmeeinheit (Calorie, W. E.) = 428 mkg. — 1 mkg $= \frac{1}{428}$ W. E. 1 kleine Calorie (Grammcalorie, cal.) $= \frac{1}{1000}$ Cal. $= \frac{1}{1000}$ W. E. = 0,428 mkg = 42 800 cmg.

1 cal. = 0,428 · 98 100 000 Erg = 41 986 800 Erg. — $A = \frac{1}{428}$ = 0,002336 W. E. = 2,336 cal. = Wärmeäquivalent für 1 mkg oder Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit.

$E = \frac{1}{A}$ = 428 mkg = Arbeitsäquivalent der Wärmeeinheit = mechanisches Wärmeäquivalent.

III. Mechanische Arbeit, Wärme und Elektrizität.

1 Volt-Ampère (VA.) = **1 Watt** (W.) = 10 000 000 Erg in d. Sekunde = 10^7 Erg in d. Sek. 1 mkg/Sek. = 9,81 · 10^7 Erg/Sek. = 9,81 Watt.

1 PS = 75 mkg/Sek. = 75 · 9,81 Watt = 735,75 ~ (abgerundet) = 736 Watt. — 1 Watt $= \frac{1}{9{,}81}$ mkg/Sek. = 0,102 mkg/Sek. = 0,102 · 2,331 cal. in d. Sek. = 0,23827 cal. in d. Sek.

1 Kilowatt (KW.) = 10^3 Watt = 102 mkg in d. Sek. $= \frac{102}{75}$ = 1,36 PS = 102 · 9,81 · 10^7 Erg in der Sek. = 1000 · 10^7 Erg = 238 cal/Sek. = 0,238 W.-E. in der Sekunde.

[1] Früher E = 424 mkg, nach WÜLLNER = 427 mkg, nach MICULESCU E = 426,84 mkg.

leistung nicht mehr das mkg und als Einheit der Kraft nicht mehr das kg, sondern für erstere das Erg und für das letztere die Dyne gewählt ist, welche beiden Einheiten die Grundlagen für das sogenannte absolute Maßsystem bilden. Der Zusammenhang dieser Grundeinheiten mit dem metrischen Systeme ergibt sich aus folgendem.

Die Grundeinheiten sind für die Längen das cm, für die Kraft die Dyne = dem 981ten Teil des Gewichtes von einem cbcm Wasser oder von einem g (rund etwa = 1 mg), unter 45° nördlicher Breite und für die Zeit die Sekunde. Die Arbeitseinheit oder das Erg ist demnach jene Arbeit, welche verrichtet wird, wenn die Kraft von 1 Dyne auf dem Wege von 1 cm wirkt. Der Zusammenhang zwischen dieser kleinsten Energieeinheit und den größeren Energieeinheiten, dem Meterkilogramm, der Wärmeeinheit, sowie zwischen dem Watt bezw. Kilowatt, der Pferdestärke usw. ergibt sich aus der obigen Tabelle ohne weiteres.

Zu bemerken ist, daß für Licht neuerdings Knut Ångström[1] das mechanische Äquivalent der Einheit der Lichtstärke zu ∼ 8 Sekunden-Erg ermittelt hat.

Ist somit oben festgestellt worden, daß einerseits jeder Arbeitsleistung der Verbrauch einer bestimmten Wärmemenge äquivalent ist und andererseits diese Wärmemenge von der Natur geliefert werden muß, um eine bestimmte Arbeit zu leisten, daß ferner jede kinetische Energie eine bestimmte, in der Natur vorhandene, disponible oder verfügbare potentielle Energie verlangt, so geht hieraus mit absoluter Notwendigkeit hervor, daß mit jeder Arbeitsleistung ein Verbrauch einer bestimmten Energiemenge oder, populär ausgedrückt, einer bestimmten Menge äußerer Naturkraft, z. B. einer Wassermenge, einer Brennstoffmenge oder einer gewissen Menge elektrischer Energie verbunden ist. Hieraus folgt aber auch ohne weiteres die Unmöglichkeit, einen Mechanismus oder eine Maschine durch sich selbst zu treiben, also die Unmöglichkeit der Erfindung eines Perpetuum mobile. Es sollte eigentlich überflüssig erscheinen, hierauf näher einzugehen, indessen ist leider noch immer der Erfindungsdrang nach der Lösung dieser, auf Grund der obengenannten Naturgesetze unlösbaren Naturaufgabe außerordentlich häufig vorhanden, wie die zahlreichen, trotz der fortschreitenden Allgemeinbildung und Verbreitung mechanischer und naturwissenschaftlicher Kenntnisse immer wieder auftauchenden Ideen zur Lösung dieses Problemes beweisen.[2] Das Obengesagte dürfte jedoch genügen, um den Beweis von der Unmöglichkeit der Erfindung eines Perpetuum mobile zu liefern.

Von den für die Kraftmaschinen, d. h. für jene Maschinen, welche die äußeren Naturkräfte nutzbar machen sollen und mechanische Arbeit an Arbeitsmaschinen abgeben sollen, zur Verfügung stehenden Naturkräften sind die wichtigsten die folgenden:

1. Die Dampfkraft, d. h. die Spannkraft des, durch Verbrennung von in der Natur vorhandenen Brennstoffen erzeugten, in geschlossenen Gefäßen, den Dampfkesseln, sich sammelnden Wasserdampfes.

2. Die Explosivkraft von Gasluftgemischen, welche in geschlossenen Räumen, den Gasmaschinenzylindern zur Entzündung gebracht werden.

3. Die Wasserkraft, d. h. der Druck oder die lebendige Kraft eines von einem höheren Niveau auf ein niedrigeres Niveau niedersinkenden Wassergewichtes.

[1] K. Ångström, Physikalische Zeitschrift. 1902. p. 257. — [2] Eines der zahlreichen Beispiele dieser Art möge hier zur Belehrung gegeben werden. Sehr häufig findet sich die Idee, durch eine Gaskraftmaschine eine Dynamomaschine anzutreiben, durch den hierbei erzeugten elektrischen Strom Wasserstoff und Sauerstoff zu zersetzen, das hierbei entstehende Knallgas zu sammeln und in der erstgenannten Gasmaschine zum Betriebe derselben zur Explosion zu bringen. Hierdurch sollte ein kostenloser Betrieb erzeugt werden und noch ein Überschuß an Kraft von der Gasmaschine geliefert werden können. Die Erfahrung hat jedoch gezeigt, daß das unmöglich ist. Denn ohne die Zufuhr äußerer Betriebskraft würde die Maschine selbst ohne Abgabe von Arbeit kaum ein einziges Mal den Kreisprozeß durchführen können und muß auch bei Arbeitsleistung nach kurzer Zeit zum Stillstand gelangen, wenn ihr Energievorrat erschöpft ist.

Die beiden ersteren Kräfte beruhen auf der Umwandlung der, in den Brennstoffen enthaltenen potentiellen Energie in mechanische Arbeit. Diese Kraftmaschinen werden auch mit dem gemeinschaftlichen Namen der kalorischen Maschinen oder Wärmekraftmaschinen zusammengefaßt. Um jedoch die Vorgänge in diesen weitaus wichtigsten Kraftmaschinen, sowie auch in jenen Arbeitsmaschinen, in welchen gasförmige Körper enthalten sind, verstehen und verfolgen zu können, ist es wünschenswert, zuvor einen Einblick in die wichtigsten Grundgesetze der mechanischen Wärmelehre und ihre Anwendung auf die Wärmekraftmaschinen zu tun.

2. Kapitel.

Die Grundgesetze der mechanischen Wärmelehre und ihre Anwendung auf die Wärmekraftmaschinen.

§ 1. Die beiden Hauptsätze der mechanischen Wärmetheorie.

Wie im vorigen Kapitel auseinandergesetzt war, entspricht jeder Arbeitsleistung eine genau gleichgroße Menge verbrauchter Wärme. Hieraus folgt sofort, daß beide Energieformen (Wärme und Arbeit) vollständig gleichwertig sind. Diese Tatsache bildet den Inhalt des ersten Hauptsatzes der mechanischen Wärmelehre oder Thermodynamik, welcher daher lautet: Wärme und Arbeit sind gleichwertig. Ein Energieverlust ist aber nach dem Prinzipe von der Erhaltung der Energie ausgeschlossen, nur die Energieform kann eine andere werden, die Gesamtenergie bleibt unverändert.

Ist der Energieinhalt eines einer Zustandsänderung unterworfenen Körpers in mkg im Anfangszustand E_1, derselbe im Endzustand E_2, so ist, falls beide Energiemengen verschieden sind, entweder Arbeit verrichtet oder verbraucht und Wärme verbraucht oder gewonnen worden, und muß die verbrauchte Wärme sich in äußere Arbeit und Änderung der inneren Energie des Körpers umgesetzt haben.

Bezeichnet dQ diese verbrauchte Wärmemenge für eine unendlich kleine Zustandsänderung, dQ_1 denjenigen Teil dieser Wärmemenge, welcher zur äußeren Arbeitsleistung und dQ_2 denjenigen, welcher zur inneren Energieänderung verbraucht wird, so folgt

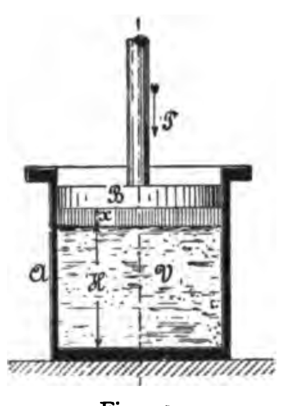
$$dQ = dQ_1 + dQ_2 \quad . \tag{1}$$

Da nun eine Arbeitsleistung eines Gases, z. B. der Gewichtseinheit von bestimmtem Volumen v und bestimmtem Drucke p als eine Vergrößerung des Volumens um den Betrag dv anzusehen ist, da ferner nur bei einer Ausdehnung Arbeit geleistet werden kann, so ist der Betrag dieser Arbeit, dL, ausgedrückt durch die Gleichung $dL = p \cdot dv$ und die dieser Arbeit gleichwertige Wärme dQ_1:

$$dQ_1 = A \cdot dL = A \cdot p \cdot dv \quad , \tag{2}$$

worin A nach der oben eingeführten Bezeichnung das Wärmeäquivalent der Arbeitseinheit bezeichnet. Die zweite Wärmemenge dQ_2 soll eine Änderung der inneren Energie oder inneren Arbeit zur Folge haben. Da die innere Arbeit jedoch nach einem von Joule gefundenen Gesetze lediglich mit der Temperatur des Gases zu- oder abnimmt, so kann die Wärmemenge dQ_2 auch als diejenige Wärmemenge bezeichnet werden, welche lediglich auf Temperaturerhöhung verwandt wird. Da in den Wärmekraftmaschinen nur Gase oder Dämpfe als vermittelnde Körper Anwendung finden, so sollen die folgenden Entwickelungen für einen Vertreter derselben, die atmosphärische Luft, abgeleitet werden und

später die gefundenen Gleichungen für andere Gase verallgemeinert werden.[1] Es sei A in Figur 1 ein oben offener Zylinder, dessen Grundfläche genau 1 qm betrage, welche einem Durchmesser von rund 1,13 m entspricht. In demselben soll ein als gewichtlos gedachter Kolben B luftdicht beweglich sein. Der Zylinder sei genau mit 1 kg Luft von 0^0 C ($t = 0^0$, $T = 273^0$) gefüllt, dann ist die Höhe H des Luftzylinders 0,773 m.[2] Der äußere Luftdruck, welcher auf den Kolben wirkt, beträgt 1 Atm. auf 1 qm oder 10333 kg/qm, mithin der Gesamtdruck P auch 10333 kg, da die Kolbenfläche $F = 1$ qm gesetzt wurde.



Figur 1.

Wird nun dieses Luftvolumen von 1 kg um 1^0 C erwärmt, so dehnt sich dasselbe um $\frac{1}{273}$ seines Volumens aus, so daß das neue Volumen $V_1 = V + \frac{V}{273}$ wird. Die bei dieser Ausdehnung unter konstantem, äußerem Druck geleistete Arbeit R besteht aber in der Hebung des Kolbens um den Weg x, so daß hierfür die Gleichung

$$R = P \cdot x$$

besteht. Die Volumvergrößerung durch die Erwärmung ist $V_1 - V = F \cdot x$, woraus, da $F = 1$ ist, folgt:

$$x = \frac{V_1 - V}{F} = \left[V + \frac{V}{273} - V\right] \cdot \frac{1}{F} = \frac{V}{273} \quad .$$

Mithin ist

(3) $$R = \frac{P \cdot V}{273} \text{ und } P \cdot V = R \cdot T_0. \text{ — } (T_0 = 273) \quad .$$

Setzt man hierin die Werte für P und V ein, so folgt

(3a) $$R = \frac{10\,333 \cdot 0,773}{273} = \mathbf{29,27} \text{ mkg} \quad .$$

Da für alle anderen Temperaturerhöhungen, z. B. von 100^0 auf 101^0, der Ausdehnungskoeffizient nahezu derselbe bleibt[3], so wird auch die bei der Ausdehnung unter konstantem Druck verrichtete Arbeit unabhängig von der Temperatur, bei welcher die Ausdehnung erfolgt, für jeden Grad Temperaturerhöhung innerhalb sehr weiter Grenzen dieselbe sein. Der Wert R ist also eine konstante Größe und bedeutet „diejenige Arbeit in mkg, welche 1 kg trockener[4] atmosphärischer Luft bei konstantem Drucke bei seiner Ausdehnung

[1] Nach d. Verf. „Gebläse", 2. Aufl., 1903, II. T., 1. Kap. u. folg. — [2] 1 cbm Luft von 0^0 wiegt bei einer Spannung von 1 Atm = 10333 kg/qm 1,2936 kg, daher ist das Volumen von 1 kg Luft $V = \frac{1}{1,2936} = 0,773$ cbm. Da nun die Grundfläche $F = 1$ qm ist, so ist, da $V = F \cdot H$ ist, $H = \frac{V}{F} = \frac{0,773}{1} = 0,773$ m. — [3] Für sehr verdünnte atmosphärische Luft ist nach DRONKE der Ausdehnungskoeffizient $\alpha = \frac{1}{274,6}$. — [4] Für mittelfeuchte Luft ist R etwas größer, und zwar 29,38 mkg für 1 kg Luft. — [5] In neuerer Zeit ist die Schreibweise c_1 statt c_p und c statt c_v vielfach in Gebrauch gekommen, indessen behält Verfasser die ältere Schreibweise bei, welche sowohl ZEUNER in seiner Technischen Thermodynamik, als auch GRASHOF in seiner Theoretischen Maschinenlehre angewandt hat, da dieselbe vermöge der dem Buchstaben c angefügten Kennzeichen p und v wesentlich deutlicher als die neuere Bezeichnung ist.

infolge der Erwärmung um 1° C verrichtet". Die Zahl R heißt die REGNAULTsche Zahl oder REGNAULTsche Konstante.

Dividiert man den in Gleichung (2) enthaltenen Wert durch das mechanische Wärmeäquivalent $\frac{1}{A} = 428$ mkg, also $\frac{R}{\frac{1}{A}} = A \cdot R = q$, so erhält man diejenige von der Luft aufgenommene Wärmemenge q in W.E., welche lediglich zu ihrer Ausdehnung verbraucht wurde, während der Rest nur zur Temperaturerhöhung diente. In der Summe beider Wärmemengen erhält man dann die gesamte, dem 1 kg Luft zugeführte Wärmemenge oder die spezifische Wärme der Luft bei konstantem Druck c_p,[5] während die nur zur Temperaturerhöhung verbrauchte Wärmemenge die spezifische Wärme bei konstantem Volumen c_v ist.

Man kann sich nämlich die Zustandsänderungen, welche durch die Erwärmung erfolgt sind, der Reihe nach in folgende Teile zerlegt denken.

1. Ein Teil der in den Zylinder eingeführten Wärme bewirkt die Erwärmung um 1° C bei konstantem, unverändertem Volumen; dann ist die hierzu benötigte Wärmemenge die spezifische Wärme bei konstantem Volumen $= c_v$.

2. Hierauf wird durch die noch übrige Wärme das Volumen der Luft um $\frac{1}{273}$ vergrößert; die hierzu nötige Wärmemenge ist nach Obigem $= A \cdot R$, die gesamte, bei der Erwärmung unter konstantem Druck verbrauchte Wärme daher:

$$c_p = c_v + A \cdot \mathrm{R} \quad , \tag{4}$$

woraus folgt

$$A \cdot R = c_p - c_v \quad \text{oder} \quad R = \frac{1}{A}(c_p - c_v) \quad . \tag{5}$$

R war berechnet zu 29,27 mkg, also ist

$$A \cdot R = 29{,}27 \frac{1}{428} = 0{,}06904 \quad .$$

Die spezifische Wärme für 1 kg Luft bei konstantem Volumen ist aber durch Versuche zu

$$c_v = 0{,}16847 \text{ W.E}$$

ermittelt, mithin muss

$$c_p = A \cdot R + c_v = 0{,}06904 + 0{,}16847 = 0{,}23751 \text{ W.E. für 1 kg Luft}$$

sein, welcher Wert dem von REGNAULT durch zahlreiche Versuche gefundenen Werte genau entspricht.

Die zur Ausdehnung der Luft verbrauchte Wärmemenge läßt sich rückwärts wieder gewinnen, wenn man umgekehrt den Kolben im Zylinder A, Figur 1, wieder nach unten bewegt und hierdurch die Luft zusammendrückt. Bezeichnet man mit t' die Temperaturerhöhung nach beendigter Arbeitsverrichtung, so besteht die Gleichung:

$$A \cdot R = c_p - c_v = c_v \cdot t' \quad ,$$

worin $A \cdot R$ die im ersten Falle zur Arbeitsleistung verbrauchte Wärmemenge, $c_v \cdot t'$ die im zweiten Falle zur Erwärmung der Luft verbrauchte Arbeitsmenge bedeutet. Aus dieser Gleichung folgt:

$$\frac{c_p - c_v}{c_v} = t' \quad \text{oder} \quad \frac{c_p}{c_v} = 1 + t' = \varkappa \quad .$$

Da nun $c_p = 0{,}23751$ und $c_v = 0{,}16847$ ist, so folgt:

(6) $$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{0{,}23751}{0{,}16847} = 1{,}4098 \sim 1{,}41 \quad ,$$ [1]

also

$$t' = \varkappa - 1 = 0{,}41^0\ C \quad ,$$

d. h. die bei der Kompression eines kg trockener Luft von atmosphärischer Spannung um $\frac{1}{273}$ seines Volumens erfolgte Temperaturerhöhung beträgt 0,41° C und die hierbei entwickelte Wärmemenge ist gleich der zur Ausdehnung eines kg Luft bei 1° Temperaturerhöhung nötigen Wärmemenge.

Die obige Gleichung (3)

$$P \cdot V = R\,T_0$$

gilt aber ganz allgemein für jede Temperatur T, und lautet in der allgemeinsten Form: [2]

$$P \cdot v = R \cdot T$$

für das Volumen v von 1 kg des Gases, oder für ein Gasgewicht G und ein entsprechendes Volumen V_n

(7) $$P_n \cdot V_n = G \cdot R \cdot T_n \quad .$$

Hieraus folgt ferner

$$\frac{P_n \cdot V_n}{G \cdot T_n} = R = \text{Konstante}$$

und

(8) $$\frac{P_1 \cdot V_1}{G \cdot T_1} = \frac{P_2 \cdot V_2}{G \cdot T_2} = \frac{P_n \cdot V_n}{G \cdot T_n} = \text{Konstante} = R \quad ,$$

woraus weiter folgt:

(9) $$\frac{P_1\,V_1}{P_n \cdot V_n} = \frac{T_1}{T_n} = \frac{a + t_1}{a + t_n} \quad ;$$

hierin ist $a = \frac{1}{\alpha}$ und α der Ausdehnungskoeffizient der Gase, also $\alpha = \frac{1}{273}$ und $a = 273$.

Das in dieser Gleichung enthaltene Gesetz ist das MARIOTTE-GAY-LUSSACsche Gesetz und gilt ganz allgemein für alle Gase. Bei Dämpfen ist dasselbe nicht mehr genau zutreffend und sind folgende Spezialfälle von besonderer Bedeutung.

---

[1] Nach WÜLLNER ist $\varkappa$ (für 0°) = 1,40526 aus der Schallgeschwindigkeit berechnet; nach REGNAULT ist $\varkappa$ (für 100°) = 1,40289, nach RÖNTGEN $\varkappa$ (für 18°) = 1,4053, nach REGNAULT für 0° c_v = 0,16902 und $\varkappa$ = 1,40496. Nach LANDOLT-BÖRNSTEIN-MEYERHOFFER, Physikal. chem. Tabellen, 1905, p. 407 ist $\varkappa$ = 1.40. Für die nachfolgenden Berechnungen gibt jedoch der Wert $\varkappa$ = 1,41 vollständig genügende Genauigkeit. Vergl. auch ZEUNER, Techn. Thermodynamik. **1.** p. 113. — [2] Für das Gramm-Molekul gilt die Gleichung:

$$p \cdot v = R_{\text{Mol}}\,T \quad ,$$

worin v das Volumen des Gramm-Moleküls eines Gases darstellt und zwar unter dem Drucke p, bei der absoluten Temperatur T und bei 45° nördl. Breite im Meeresniveau. D. BERTHELOT setzt zur Berechnung

v = 22,412 Liter
T_o = 273,09°
p = 1 Atm. = 760 mm Quecksilber, woraus folgt
R_{Mol} = 0,08207.

NERNST gibt noch einige Umrechnungen; so ist $R_{\text{Mol}} = 0{,}832 \cdot 10^8$ (bei Berechnung der Arbeit in Ergs); = 0,0821 (bei Berechnung der Arbeit in Liter-Atmosphären); = 1,985 (bei Berechnung der Arbeit in Gramm-Calorieen). (Nach Zeitsch. f. Elektrochemie 1904. **10.** p. 621—629.)

Für überhitzten Wasserdampf ist $R = 46,83$ und $a = \frac{1}{\alpha} = 263$ zu setzen. Nach ZEUNER ist die Gleichung zu verwenden

$$P \cdot V = 50,9 \cdot T - 192,5 \sqrt[4]{P} \quad .$$

Für überhitzten Ammoniakdampf gilt die Gleichung:

$$P \cdot V = 52,642 \cdot T - 29,783 \cdot P^{0,3655} \quad .$$

Die Werte von R und $\varkappa$ für verschiedene Gase sind aus der nachstehenden Tabelle ersichtlich. Beachtenswert ist hierbei, daß der Wert von R dem Molekulargewicht M des betreffenden Gases umgekehrt proportional ist und ganz allgemein die Gleichung besteht:

$$R = \frac{848}{M} \quad . \tag{10}$$

Tabelle für vollkommene Gase.[1]

Name	Zeichen	Atomzahl	Molekulargewicht M angenähert	Molekulargewicht M genau für $O_2 = 32$	R	c_p bezg. auf 1 kg	c_v bezg. auf 1 kg	C_p bezg. auf 1 cbm bei 0° und 760 mm	C_v bezg. auf 1 cbm bei 0° und 760 mm	$\varkappa = \frac{c_p}{c_v}$
Wasserstoff	H_2	2	2	2,0064	422,6	3,43	2,43			
Sauerstoff	O_2	2	32	32,00	26,5	0,217	0,153			
Stickstoff	N_2	2	28	28,08	30,22	0,245	0,174			
Kohlenoxyd	CO	2	28	28,00	30,29	0,245	0,174	0,307	0,218	1,41
Stickoxyd	NO	2	30	30,04	28,24	0,23	0,163			
Chlorwasserstoff	ClH	2	36,5	36,46	28,27	0,19	0,185			
Luft (rein u. trocken)	—	—	29	—	29,27	0,238	0,169			
Wasserdampf	H_2O	3	18	18,00	47,11	0,48	0,37	0,386	0,297	1,300
Kohlensäure	CO_2	3	44	44,00	19,28	0,20	0,155	0,393	0,304	1,293
Schweflige Säure	SO_2	3	64	64,06	13,24	0,15	0,12	0,429	0,342	1,255
Stickoxydul	N_2O	3	44	44,08	19,25	0,22	0,175	0,433	0,344	1,258
Ammoniak	NH_3	4	17	17,05	49,76	0,52	0,40	0,396	0,305	1,298
Azetylen	C_2H_2	4	26	26,01	32,61	(0,346)	(0,27)	(0,401)	(0,313)	(1,281)
Methan	CH_4	5	16	16,02	52,93	0,593	0,468	0,424	0,334	1,270
Äthylen	C_2H_4	6	28	28,02	30,28	0,40	0,33	0,501	0,414	1,210
Alkohol	C_2H_6O	8	46	46,03	18,42	0,453	0,400	0,930	0,822	1,133
Benzol	C_6H_6	12	78	78,04	10,87	0,33	0,305	1,150	1,063	1,082
Terpentinöl	$C_{10}H_{16}$	26	136	136,08	6,23	0,506	0,485	3,040	2,951	1,030

Als Spezialfälle des MARIOTTE-GAY-LUSSACschen Gesetzes können die folgenden Fälle angesehen werden, welche sich leicht aus den Gleichungen (7)—(9) ergeben.

1. Der Druck bleibe fortwährend konstant.

Dann ist $P_0 = P_1 = P_x =$ konstant und

$$\frac{V_1 \cdot p_1}{T_1} = \frac{V_2 \cdot p_1}{T_2} = \frac{V_x \cdot p_1}{T_x} = R \quad ,$$

also

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2} \quad \text{oder} \quad \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \tag{11}$$

[1] Hütten-Taschenbuch. 18. Aufl. 1902. Berlin, Ernst & Sohn. 1. p. 286.

und

$$V_1 = \frac{T_1 \cdot R}{p_1}, \quad V_2 = \frac{T_2 \cdot R}{p_1} \quad ,$$

also auch

(11a)
$$V_2 - V_1 = (T_2 - T_1) \cdot \frac{R}{p_1}$$

und

(11b)
$$\frac{V_2 - V_1}{T_2 - T_1} = \frac{R}{p_1} = \text{konst.} \quad ,$$

d. h. bei konstantem Druck verhalten sich die Volumina wie die Temperaturen, und die Volumvergrößerung oder -verkleinerung ist der Temperaturzu- oder -abnahme direkt proportional.

2. Die Temperatur bleibe konstant, isothermische Zustandsänderung. Dann ist $T_0 = T_1 = T_x$, und

$$\frac{V_1 \cdot p_1}{T_1} = \frac{V_2 \cdot p_2}{T_1} = \frac{V_x \cdot p_x}{T_1} \quad ,$$

also

(12)
$$V_1 \cdot p_1 = V_2 \cdot p_2 = V_x \cdot p_x = RT = \text{konst.}$$

d. h. bei konstanter Temperatur sind die Prudukte aus Druck und Volumen auch konstant.

3. Das Volumen bleibe konstant.
Dann ist $V_0 = V_1 = V_x$ und

$$\frac{V_1 \cdot p_1}{T_1} = \frac{V_1 \cdot p_2}{T_2} = \frac{V_1 \cdot p_x}{T_x} = R \quad ,$$

also

(12a)
$$p_1 : p_2 : p_x = T_1 : T_2 : T_x$$

und

$$p_1 = \frac{T_1 \cdot R}{V_1}, \quad p_2 = \frac{T_2 \cdot R}{V_1} \quad ,$$

also auch

(12b)
$$p_2 - p_1 = (T_2 - T_1) \frac{R}{V_1} \quad ,$$

oder

(12c)
$$\frac{p_2 - p_1}{T_2 - T_1} = \frac{R}{V_1} \quad ,$$

d. h. bei konstantem Volumen verhalten sich die Drücke genau wie die Temperaturen oder die Druckzu- oder -abnahmen sind den Temperaturzu- oder -abnahmen direkt proportional.

Die in Gleichung (4) ausgedrückte Beziehung, daß die einem kg zugeführte Wärme, c_p, zur Temperaturerhöhung bei konstantem Volumen, (c_v) und zur Ausdehnung bei konstantem Drucke verbraucht wird, ist nur ein Spezialfall der ersten Hauptgleichung $dQ = dQ_1 + dQ_2$. Letztere läßt sich somit auch schreiben:

(13)
$$dQ = c_v \cdot dT + A \cdot p \cdot dv \quad .$$

Da jedoch die Temperaturerhöhung bei konstantem Volumen hier lediglich eine Vergrößerung der inneren Energie oder inneren Arbeit U zur Folge hat, so ergibt sich auch

(14)
$$dQ = dU + A \cdot p \cdot dv \quad ,$$

und

$$(15)\left\{\begin{aligned} Q = \int dQ = \int_{U_1}^{U_2} dU + A\int_{V_1}^{V_2} p\cdot dv = c_v\int_{T_1}^{T_2} dT + A\cdot\int_{V_1}^{V_2} p\cdot dv = c_v(T_2 - T_1) \\ + A\int_{V_1}^{V_2} p\cdot dv\ , \end{aligned}\right.$$

oder, wenn man den Anfangszustand der inneren Arbeit mit U_1 und den Endzustand mit U_2 bezeichnet:

$$(16)\qquad Q = U_2 - U_1 + A\int_{V_1}^{V_2} p\cdot dv\ .$$

Hieraus folgt ohne weiteres, daß nur durch den Verbrauch einer bestimmten Wärmemenge eine Änderung der inneren Arbeit und eine äußere Arbeitsleistung möglich ist. Für $Q = 0$, also wenn von außen keine Wärme zugeführt wird, welche Zustandsänderung die adiabatische genannt wird, ergibt sich aus Gleichung (16)

$$U_2 - U_1 = -A\int_{V_1}^{V_2} pdv$$

oder

$$A\cdot\int_{V_1}^{V_2} pdv = U_1 - U_2,$$

d. h. die äußere Arbeit wird in diesem Falle nur auf Kosten der inneren Arbeit gewonnen, aber auch hier stehen beide in der völlig bestimmten Wechselbeziehung, daß dem Verlust an innerer Arbeit oder der Temperaturerniedrigung eine bestimmte, wiedergewonnene äußere Arbeit entspricht. Bei unveränderter innerer Arbeit oder konstanter Temperatur kann daher auch in diesem Spezialfalle keine äußere Arbeit geleistet und gewonnen werden. Man kommt somit zu dem allgemeinen Satze, dem ersten Hauptsatze der mechanischen Wärmetheorie, welcher von J. Rob. Mayer zuerst aufgestellt ist. Clausius[1] drückt denselben folgendermaßen aus: „In allen Fällen, wo durch Wärme Arbeit entsteht, wird eine der erzeugten Arbeit proportionale Wärmemenge verbraucht, und umgekehrt kann durch Verbrauch einer ebenso großen Arbeit dieselbe Wärmemenge erzeugt werden."

Neben dem ersten Hauptsatze ist für die mechanische Wärmetheorie grundlegend der zweite Hauptsatz, welcher in verschiedenen Formen ausgesprochen worden ist. Die gebräuchlichste Fassung desselben ist die, daß aus einem Körper, dessen Temperatur in allen Teilen konstant ist, keine mechanische Arbeit gewonnen werden kann, wobei vorausgesetzt ist, daß der Körper nicht selbst infolge seines mechanischen oder chemischen Zustandes Arbeit leisten kann.

Zeuner hat, unter Anlehnung an die Analogie der Wasserkraft, die sehr klare, leicht verständliche Ausdrucksweise gebraucht, daß ohne ein Temperaturgefälle eine Arbeitsleistung einer Wärmekraftmaschine unmöglich ist, während Clausius dem zweiten Hauptsatze den Wortlaut gegeben hat, „die Wärme kann nicht von selbst von einem kälteren in einen wärmeren Körper übergehen."[2]

Zur Ableitung der mathematischen Gleichung, durch welche dieser Satz gewöhnlich ausgedrückt wird, sei das von Clausius[3] angegebene Verfahren befolgt.

---

[1] R. Clausius, Die mechan. Wärmetheorie. 3. Aufl. Braunschweig. 1887. 1. p. 24. — [2] R. Clausius, a. a. O. p. 81. — R. [3] Clausius, a. a. O. p. 85. § 7.

Werden mit T_1 und T_2 die Anfangs- und Endtemperatur einer Zustandsänderung, Q_1 und Q_2 die Wärmemenge bezeichnet, welche der Körper bei der Zustandsänderung aufnimmt bezw. nach beendetem Prozeß an seine Umgebung abgegeben hat, so ergibt sich nach gewissen, hier nicht wiedergegebenen fundamentalen Berechnungen von CLAUSIUS aus dem obigen zweiten Hauptsatze für einen beliebigen Prozeß, welcher als ein vollkommen umkehrbarer angesehen werden soll, die einfache Beziehung, daß sich die Wärmemengen wie die Temperaturen verhalten, oder

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad ,$$

also auch

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad \text{und} \quad \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0 \,. \tag{17}$$

CLAUSIUS nennt nun aber die abgegebene Wärmemenge Q_2 auch eine aufgenommene, nur muß dann Q_2 mit dem negativen Zeichen in Rechnung gesetzt werden. „Es ist nämlich für die Rechnung bequemer, immer nur von aufgenommener Wärme zu sprechen, und abgegebene Wärmemengen als aufgenommene, negative Wärmemengen zu betrachten. Wenn wir demgemäß sagen, der veränderliche Körper habe während des Kreisprozesses die Wärmemengen Q_1 und Q_2 aufgenommen, so müssen wir unter Q_2 eine negative Größe verstehen, nämlich die Größe, welche bisher durch $-Q_2$ dargestellt wurde." Dadurch geht die vorstehende Gleichung über in die folgende:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad .$$

Handelt es sich jedoch bei dem Prozeß nicht nur um zwei Temperaturen T_1, T_2, sondern um deren mehrere, so gilt auch die allgemeine Gleichung:

$$\frac{Q_1}{T_1} + \frac{Q_2}{T_2} + \frac{Q_3}{T_3} + \ldots . \frac{Q_n}{T_n} = 0 \quad , \tag{18}$$

oder

$$\sum\left(\frac{Q}{T}\right) = 0 \quad . \tag{19}$$

Für umkehrbare Kreisprozesse schreibt CLAUSIUS diese Gleichung:

$$\int \frac{dQ}{T} = 0 \tag{20}$$

und kleidet sie in die Worte [1]:

„Wenn bei einem umkehrbaren Kreisprozesse jedes von dem veränderlichen Körper aufgenommene (positive oder negative) Wärmeelement durch die absolute Aufnahmetemperatur dividiert, und der so entstandene Differentialausdruck für den ganzen Verlauf des Kreisprozesses integriert wird, so hat das Integral den Wert Null."

Ist aber das Integral gleich Null, so muß der Ausdruck $\frac{dQ}{T}$ das vollständige Differential einer Größe sein, welche nur von dem augenblicklichen Zustande des Körpers, nicht aber von dem Wege abhängig ist, auf welchem der Körper in diesen Zustand gelangt ist.

Wird diese Größe mit S bezeichnet, so folgt

[1] R. CLAUSIUS a. a. O. p. 93.

$$\frac{dQ}{T} = dS$$

und

(21) $$dQ = T \cdot dS \quad .$$

Da nun nach Gleichung (14)

$$dQ = dU + A \cdot p \cdot dv$$

ist, so folgt auch

$$T \cdot dS = dU + A \cdot p \cdot dv \quad .$$

Die Größe S heißt nach CLAUSIUS[1] die Entropie eines·Körpers. Von BOLTZMANN rührt die sehr beachtenswerte Deutung der „Entropie" als Maß der Unordnung der Bewegungen in einem System von Massenpunkten her, wodurch auf diesen, dem Verständnis vermöge seiner Unanschaulichkeit so schwer zugänglichen Begriff ein helles Licht geworfen wurde.[2]

Man hat somit die folgenden beiden Hauptgleichungen der mechanischen Wärmetheorie als Grundlage für alle weiteren Entwickelungen ermittelt, welche den analytischen Ausdruck für die beiden Hauptsätze der Wärmelehre bilden:

(22) $$\text{I.} \quad dQ = dU + A \cdot p \cdot dv = dU + dW \quad ,$$

worin W die in äußere Arbeit umgesetzte Wärme bezeichnet und aus der Gleichung sich ergibt:

$$W = \int A \cdot p dv = A \int_{V_1}^{V_2} p \cdot dv \quad ,$$

und

(23) $$\text{II.} \quad dQ = T \cdot dS, \text{ bezw. } \int \frac{dQ}{T} = \int dS = O \quad .$$

§ 2. Folgerungen aus den beiden Hauptgleichungen.

Nimmt man wieder, wie oben als Repräsentant für ein vollkommenes Gas die atmosphärische Luft an, und versteht nun speziell unter Q die gesamte, bei der Erwärmung um $T_2 - T_1$ Grad zugeführte Wärme für 1 kg Luft, unter Q_1 den hiervon auf die bloße Temperaturerhöhung entfallenden Teil, unter Q_2 den zur Leistung der äußeren Arbeit verbrauchten Teil, so ist unter Berücksichtigung von Gleichung (7) und (22), I)

(24) $$\begin{cases} Q = c_v \cdot (T_2 - T_1) + A \cdot R \cdot (T_2 - T_1) \\ \quad = c_v \cdot T_2 - c_v \cdot T_1 + A \cdot L = (U_2 - U_1) + A \cdot L \quad . \end{cases}$$

Da nun $T_1 = \frac{p_1 V_1}{R}$ und $T_2 = \frac{p_2 V_2}{R}$ ist, so läßt sich die vorstehende Gleichung auch schreiben:

$$Q = \frac{c_v}{R} \cdot (p_2 V_2 - p_1 V_1) + A \cdot (p_2 V_2 - p_1 V_1) = \left(A + \frac{c_v}{R}\right) \cdot (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad ,$$

also nach Gleichung (4)

(25) $$Q = \frac{c_p}{R} \cdot (p_2 V_2 - p_1 V_1) \quad .$$

---

[1] a. a. O. p. 111. Hergeleitet von dem griechischen Worte τροπή, „Verwandlung", daher auch die Bezeichnung „Verwandlungswert". H. HELMHOLTZ nennt S die „Kapazität für latente Wärme". Vergl. Biographie v. HELMHOLTZ von L. KÖNIGSBERGER, II, p. 368. — [2] LORENZ, Abriß der geschichtlichen Entwickelung der Wärmelehre, Ztschr. f. gesamte Kälteindustrie. 1904. Heft 8. p. 144.

Hieraus lassen sich folgende Spezialfälle ableiten:

1. Zustandsänderung bei konstantem Drucke. Die Erwärmung bewirkt eine Vergrößerung des Volumens und der Temperatur.

$$p_1 = p_2 = p_n = \text{Konst.}$$

Dann gelten für 1 kg Luft folgende Gleichungen:

$$Q = c_p (T_2 - T_1) = c_p \cdot \left(\frac{p_1 V_2}{R} - \frac{p_1 V_1}{R}\right) = \frac{c_p p_1}{R} (V_2 - V_1) \quad . \tag{26}$$

Die äußere Arbeit ist dann

$$L = R \cdot (T_2 - T_1) \quad , \tag{27}$$

die entsprechende Wärmemenge

$$Q_2 = A \cdot R (T_2 - T_1) \quad , \tag{27}$$

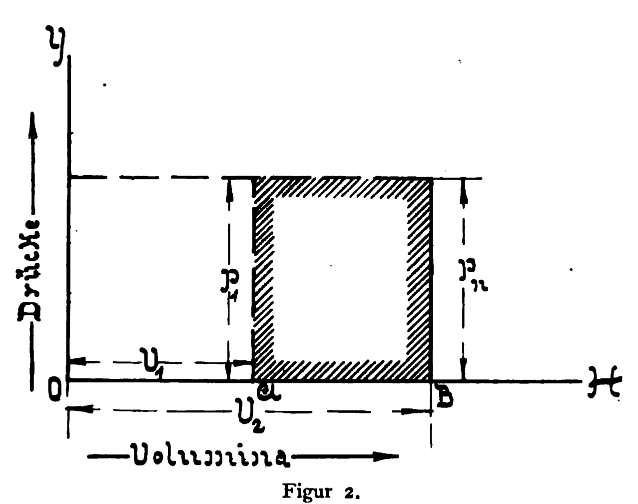
die innere Arbeit

$$U_2 - U_1 = \frac{c_v}{A} (T_2 - T_1) \cdot \quad , \tag{28}$$

die entsprechende Wärmemenge

$$Q_1 = A (U_2 - U_1) = c_v (T_2 - T_1) \quad . \tag{28}$$

Diese Zustandsänderung ist in Figur 2 graphisch dargestellt, wobei die Volumina als Abszissen, die Drücke als Ordinaten aufgetragen sind. Das Anfangsvolumen ist V_1, das Endvolumen V_2, also $V_2 - V_1$ die Volumzunahme. Die Recht-



Figur 2.

eckfläche über AB stellt somit die äußere Arbeit bei der Ausdehnung bei konstantem Drucke dar.

2. Zustandsänderung bei konstantem Volumen. Die Erwärmung bewirkt eine Vergrößerung des Druckes und der Temperatur. Die gesamte Wärmezufuhr wird also nur zur Vergrößerung der inneren Arbeit U verbraucht.

$$V_1 = V_2 = V_n = \text{Konst.}$$

Dann ist, gleichfalls für 1 kg Luft:

$$Q = c_v (T_2 - T_1) = \frac{c_v}{R} \cdot V_1 (p_2 - p_1) \quad . \tag{29}$$

Die äußere Arbeit L ist gleich Null, weil keine Ausdehnung der Luft stattfindet, die Vermehrung der inneren Arbeit

$$U_2 - U_1 = \frac{Q}{A} \quad . \tag{30}$$

In Figur 3 wird somit die Änderung sich nur als Drucksteigerung bei konstantem Volum darstellen, wodurch bei konstantem Volumen $OA = V_1$ der Druck von $AB = p_1$ auf $AC = p_2$ steigt.

3. Zustandsänderung bei konstanter (absoluter) Temperatur oder isothermisch. Die Wärmezufuhr wird, da eine Vermehrung der inneren Arbeit U bei isothermischer Zustandsänderung eines idealen Gases nicht stattfinden, also U konstant bleiben soll, nur zur Vermehrung der äußeren Arbeit verwandt.

In der Hauptformel

$$dQ = dU + A \cdot dL$$

ist somit

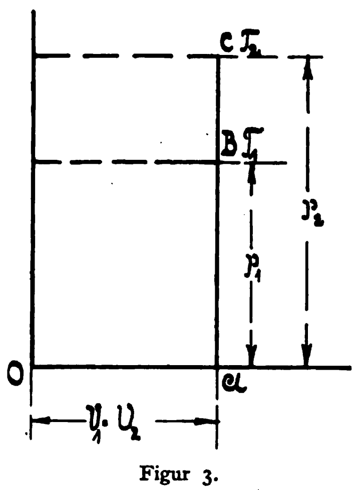
$$dU = 0 \quad ,$$

mithin ist

$$dQ = A \cdot dL$$

und

$$Q = A \int dL = A \int_{v_1}^{v_2} p \cdot dv \quad .$$



Figur 3.

Da $dU = 0$, also U unverändert oder gleichbleibend ist, heißt diese Zustandsänderung auch isodynamische Zustandsänderung (mit unveränderlicher oder konstanter innerer Arbeit).

Es folgt somit

$$T_1 = T_2 = T_n = \text{konstant}$$

$$U_2 = U_1 , \quad \text{und} \quad \int_{v_1}^{v_2} dU = U_2 - U_1 = 0$$

und

$$A\,dL = A \cdot p \cdot dv \quad .$$

Aus der Gleichung $p \cdot v = RT$ folgt nun

$$p = \frac{R \cdot T}{v}$$

und daher

$$dL = RT \cdot \frac{dv}{v} \quad ,$$

also

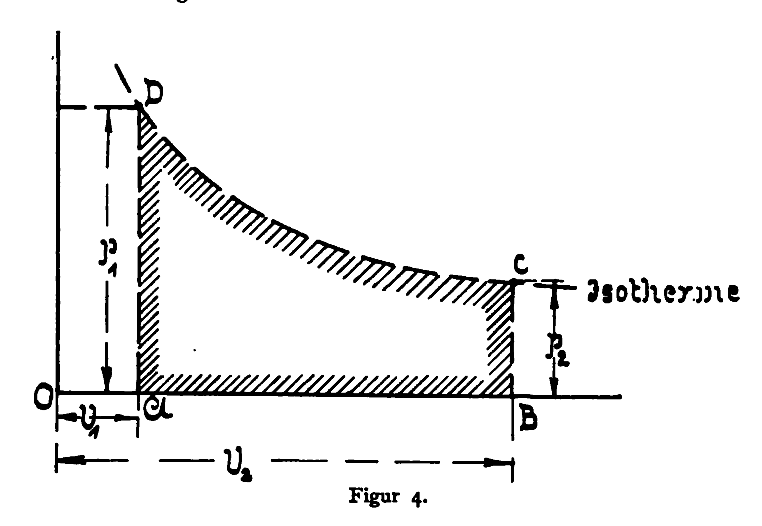
$$L = RT \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{v} = RT \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad ,$$

also

$$Q = AL = ATR \cdot \ln \frac{V_2}{V_1} \quad .$$

In Figur 4 ist diese Zustandsänderung durch die Fläche $ADCB$ repräsentiert. Die Kurve DC ist die Isotherme für die Temperatur T.

4. Zustandsänderung ohne äußere Wärmezu- oder abfuhr oder adiabatische Zustandsänderung.



Figur 4.

Aus der II. Hauptgleichung folgt sofort, da die Wärmezufuhr, $dQ = 0$ sein soll, $dQ = T \cdot dS = 0$, daß auch eine Änderung der Entropie nicht stattfinden kann, also

$$\int T dS = \text{konst.}$$

sein muß.

Diese Zustandsänderung heißt daher auch isentropische Zustandsänderung.

Aus der I. Hauptgleichung ergibt sich folgendes. Da

$$dQ = dU + AdL = 0$$

ist, so muß

$$dU = -AdL$$

oder

$$dL = -\frac{dU}{A} = -\frac{c_v \cdot dT}{A}$$

sein, d. h. die äußere Arbeit dL wird nur durch eine Veränderung (Verringerung) der inneren Arbeit gewonnen, oder die Arbeitsleistung geschieht auf Kosten der inneren Arbeit oder, was hier dasselbe sagen will, auf Kosten der Temperatur. Mit einem Arbeitsgewinn durch adiabatische Ausdehnung eines Gases ist somit eine Temperaturabnahme und umgekehrt: mit einer Temperaturzunahme durch adiabatische Kompression eines Gases ein Arbeitsverlust verbunden.

Aus der I. Hauptgleichung folgte oben

$$c_v dT = -Ap \cdot dv \quad ,$$

oder da nach (3)

$$pv = RT \text{ und } p = \frac{RT}{v}$$

ist,

$$c_v dT = -A \cdot RT \cdot \frac{dv}{v} \quad ,$$

also

$$c_v \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = -AR \int_{v_1}^{v_2} \cdot \frac{dv}{v} \quad ,$$

mithin

$$c_v \cdot [\ln T_2 - \ln T_1] = -AR[\ln v_2 - \ln v_1]$$

oder

$$c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} = -AR \cdot \ln \frac{v_2}{v_1} \quad , \quad \ln \frac{T_2}{T_1} = \frac{AR}{c_v} \ln \frac{v_1}{v_2} \quad .$$

Nun ist aber nach (5)

$$AR = c_p - c_v = \varkappa \cdot c_v - c_v = (\varkappa - 1) \cdot c_v \quad ,$$

also

$$\frac{AR}{c_v} = \varkappa - 1 \quad ,$$

folglich

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = (\varkappa - 1) \cdot \ln \frac{v_1}{v_2} \quad ,$$

und daher

(31) $$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa - 1} \quad .$$

Aus der Gleichung (3) folgt ferner durch Differentieren:

$$pdv + vdp = RdT \quad .$$

Man kann also auch schreiben:

$$c_v \cdot dT = \frac{pdv + vdp}{R} \cdot c_v \quad .$$

Die I. Hauptgleichung in der obigen adiabatischen Form lautet also dann

$$c_v \frac{pdv + vdp}{R} = -Apdv \quad .$$

In Kombination mit Gleichung (5) ergibt sich hieraus durch Eliminieren von AR und Integration das sogenannte Poissonsche oder potenzierte Mariottesche Gesetz für die adiabatische Druck- und Volumbeziehung

$$p_1 v_1^{\varkappa} = p_2 v_2^{\varkappa} \quad .$$

Aus diesem und der Zustandsgleichung

$$p_1 v_1 = RT_1 \quad \text{und} \quad p_2 v_2 = RT_2$$

und Gleichung (31) folgt somit endlich

(32) $$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}} \quad .$$

Aus der Hauptgleichung I. folgt ferner

$$A \cdot L = -(U_2 - U_1) = U_1 - U_2 = c_v (T_1 - T_2) \quad ,$$

also

$$L = \frac{c_v}{A} \cdot (T_1 - T_2) = \frac{R}{\varkappa - 1} (T_1 - T_2)$$

und da

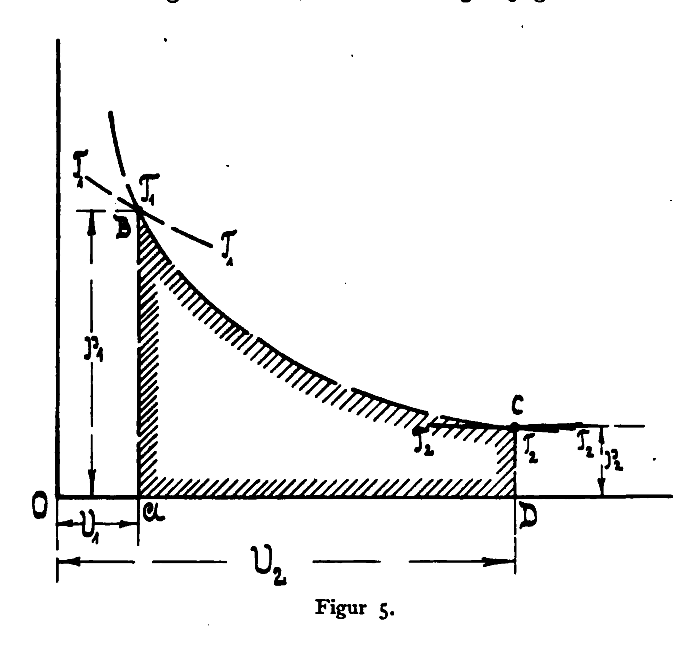
$$R = \frac{p_1 v_1}{T_1}$$

ist,

$$(33) \quad \begin{cases} L = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1}\left(\frac{T_1 - T_2}{T_1}\right) = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1}\left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) \\ \quad = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\varkappa - 1}\right] \\ \quad = \frac{p_1 v_1}{\varkappa - 1}\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\varkappa - 1}{\varkappa}}\right]. \end{cases}$$

Hieraus ergibt sich also die von 1 **kg** eines Gases (Luft oder dergl.) entsprechend der Temperaturänderung $T_2 - T_1$ adiabatisch verrichtete oder (bei Kompression) verbrauchte, äußere Arbeit in mkg, worin v_1 das Volumen eines kg dieses Gases bezeichnet und p_1 den Druck in kg/qm, falls v_1 in cbm angegeben wird.

Graphisch läßt sich diese Zustandsänderung genau ebenso wie die isothermische Zustandsänderung darstellen, wie es in Figur 5 geschehen ist.



Figur 5.

Die Kurve BC stellt die adiabatische oder isentropische Zustandsänderung dar, wobei der Körper, infolge der Abnahme seiner inneren Arbeit, von der Temperatur T_1 auf T_2 sinkt, die adiabatische Kurve verläuft also stets zwischen zwei Isothermen, derjenigen von T_1 und derjenigen von T_2, und ist steiler als beide Kurven, da sie andernfalls mit einer der beiden Kurven zusammenfallen müßte, woraus folgt, daß sich bei ihr die Druckänderung mit zunehmendem Volumen rascher als bei der Isotherme vollziehen muß, was ja auch ohne weiteres aus den Gleichungen der beiden Zustandsänderungen

$$p \cdot v = \text{konst. bei der Isotherme}$$

und

$$p \cdot v^{\varkappa} = \text{konst. bei der Isentrope, da } \varkappa > 1 \text{ ist,}$$

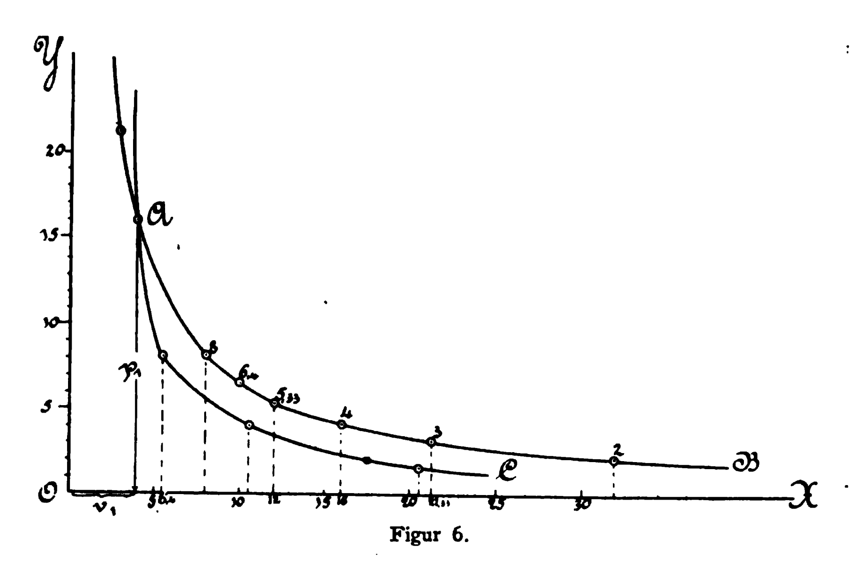
ergibt.

Im ersten Falle wird z. B. bei der Ausdehnung des Volumens auf das Doppelte bezw. Dreifache der Druck $^1/_2$ bezw. $^1/_3$ des Anfangsdruckes, während im zweiten Falle aus der Beziehung

$$v^{\varkappa} = \frac{C}{p} \quad \text{und} \quad v = \left(\frac{C}{p}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \frac{C^{\frac{1}{\varkappa}}}{p^{\frac{1}{\varkappa}}} = \frac{C_1}{p^{\frac{1}{\varkappa}}}$$

folgt, daß bei doppeltem und dreifachem Volumen der Druck kleiner, als $^1/_2$ bezw. $^1/_3$ des Anfangsdruckes wird.

In Figur 6 sind mit AB und AC diese beiden von derselben Temperatur T ausgehenden Kurven dargestellt, letztere für den Exponenten $\varkappa = 1,41$ (atmosphärische Luft). In der folgenden Tabelle sind die verschiedenen Werte für



Figur 6.

einen Anfangszustand $p_1 \cdot v_1 = 64$, oder $p_1 = 16$, $v = 4$ enthalten. Dieselbe zeigt ebenso wie der Vergleich der beiden Kurven den Unterschied in den Druck- und Volumverhältnissen bei beiden Zustandsänderungen sehr deutlich.

Während bei der Isotherme AB der Druckstufe $^1/_4$ das vierfache Volumen und bei derjenigen $^1/_{10}$ das Zehnfache des Volumens entspricht, ist bei der Adiabate AC im ersten Falle das Volumverhältnis nur 2,67 fach und im letzteren nur 5,12 fach, also nahezu nur die Hälfte wie bei der Isotherme.

Tabelle.

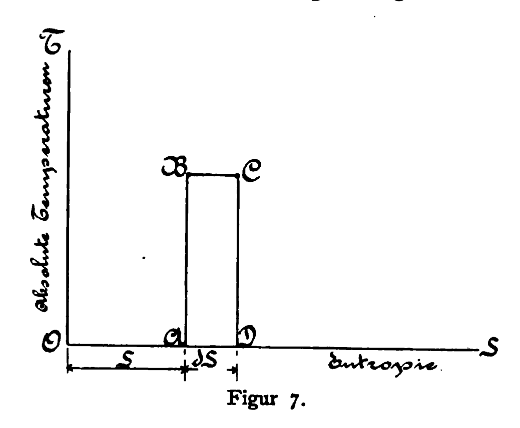
Anfangszustand: $p_1 = 16$ kg/qcm, $v_1 = 4$ cbcm.

1.	$\frac{p_1}{p_2} =$	2	3	4	6	8	10	
2.	$\frac{p_2}{p_1} =$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{10}$	
3.	$p_2 =$	8	5,33	4	2,66	2	1,6 kg/qcm	
4.	$\frac{v_2}{v_1} =$	2	3	4	6	8	10 Isotherme	
5.	$v_2 =$	8	12	16	24	32	40 cbcm, Isotherme	
6.	$\frac{v_2}{v_1} =$	1,6	2,18	2,67	3,56	4,37	5,12	Adiabate, Isentrope cbcm
7.	$v_2 =$	6,4	8,72	10,68	15,24	17,48	20,48	

5. Zustandsänderung nach dem Temperatur-Entropiediagramm.

Während bei den bisher behandelten Zustandsänderungen stets das Verhalten der Drücke und Volumina zueinander, also die Funktion $p = f(v)$ graphisch dargestellt war, läßt sich auch ein Diagramm mit Vorteil benutzen, in welchem die Funktion des zweiten Hauptsatzes zur Darstellung gelangt, also $T = f(S)$. In demselben werden daher, — genau wie bei den früheren Diagrammen die Drücke — die Temperaturen als Ordinaten und — wie bei den früheren Diagrammen die Volumina — die Entropien als Abszissen angenommen.

In Figur 7 ist zunächst ein solches Diagramm für den Fall der isothermischen Zustandsänderungen dargestellt. Da hierbei T konstant bleibt, so wird die obere Begrenzungslinie BC des Diagramms eine, zur Abszissenachse parallele sein, und die Fläche $ABCD$ die Größe der Wärmezufuhr dQ bei der Zustandsänderung repräsentieren, da



Figur 7.

$$\frac{dQ}{T} = dS, \quad \text{also} \quad T \cdot dS = dQ$$

ist, TdS aber die Fläche $ABCD$ darstellt.

Im Druckvolumdiagramm, auch Arbeitsdiagramm genannt, würde dieselbe Fläche eine Arbeitsleistung $dL = p \cdot dv$ darstellen, und, da bei einem idealen Gase $A \cdot dL = A \cdot p \cdot dv = dQ$ ist, so kann man die Analogie beider Diagramme dahin präzisieren, daß das unendlich kleine Flächenteilchen $T \cdot dS$ des Entropiediagramms dem Wärmewert des unendlich kleinen Flächenteilchens — $A \cdot p\,dv$ in W.E. — des Druckvolumdiagramms oder Arbeitsdiagramms entspricht.

Die isentropische oder adiabatische Zustandsänderung wird sich in dieser Darstellung als eine zur Ordinatenachse parallele Linie darstellen (ähnlich Figur 2, Zustandsänderung im Druck-Volum-Diagramm bei konstantem Volumen).

Für die Zustandsänderungen bei konstantem Druck und konstantem Volumen ergeben sich folgende Gleichungen.

Nach Gleichung (26) war zunächst für konstanten Druck

$$Q = c_p (T_2 - T_1)$$

oder

$$dQ = c_p \cdot dT \quad .$$

Nach der II. Hauptgleichung ist aber dQ auch $= T \cdot dS$, folglich

$$c_p \cdot dT = T \cdot dS$$

und

$$dS = c_p \cdot \frac{dT}{T} \quad ,$$

also

$$S_2 - S_1 = c_p \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} \quad . \tag{34}$$

Da die Temperatur sich während der Zustandsänderung von T_2 auf T_1 ändert, so wird die Begrenzungslinie des Diagramms eine Kurve sein und zwar

nach der Funktion der Gleichung (34) eine logarithmische Kurve. Figur 8 stellt die Zustandsänderung dar. Die Fläche *ABCD* repräsentiert die gesamte Entropiezunahme $S_2 - S_1$ zwischen den Temperaturen T_2 und T_1.

Für konstantes Volumen folgt aus Gleichung (29)

$$Q = c_v(T_2 - T_1)$$

oder

$$dQ = c_v\, dT \quad ,$$

also ebenso wie oben

$$T \cdot dS = c_v \cdot dT \quad ,$$

$$dS = c_v \frac{dT}{T}$$

und

$$S_2 - S_1 = c_v \int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{T} = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad . \tag{35}$$

Die S-Funktion unterscheidet sich also von derjenigen bei konstantem Druck nur durch den konstanten Wert der spezifischen Wärme c_v, ihre Form wird daher dieselbe wie bei der Zustandsänderung bei konstantem Drucke sein, und das Diagramm ebenfalls durch eine logarithmische Linie begrenzt sein wie in Figur 8.

Die vorstehenden Kurven und Diagramme Entropiediagramme) veranschaulichen somit in sehr einfacher Weise die Verhältnisse zwischen den Temperaturen und zugehörigen Entropien und sind für viele Zwecke den Druckvolum- oder Arbeitsdiagrammen vorzuziehen.

Figur 8.

§ 3. Von den Kreisprozessen in den Wärmekraftmaschinen und ihren Wirkungsgraden.

Bei allen Wärmekraftmaschinen — mit Ausnahme der Dampf- und Gasturbinen — wird in einem geschlossenen Zylinder eine bestimmte Gas- (oder Dampf-)menge durch Wärmezufuhr zur Ausdehnung gebracht, wobei sich ein, in dem Zylinder gasdicht angeordneter, scheibenförmiger Körper, ein Kolben, fortbewegt und hierbei eine bestimmte, nach außen durch eine Kolbenstange abgegebene Arbeit leistet. Das eingeschlossene Gas- oder Dampfvolumen wird hierbei einer Änderung seines physikalischen (in einzelnen Fällen auch seines chemischen) Zustandes unterworfen, welche Änderung — Zustandsänderung — also im allgemeinen eine Änderung seines Druckes, seiner Temperatur und seines Volumens zur Folge hat oder bedingt.

Ist der Kolben in seiner äußersten Stellung angelangt, so muß er, damit eine neue Arbeitsleistung vollführt werden kann, in seine Anfangsstellung zurückgeführt werden. Es wird hierbei also eine Wiederverkleinerung des Volumens auf das anfängliche Volumen und eine Änderung des Druckes und der Temperatur erfolgen müssen.

Der im Zylinder enthaltene Körper, welcher dieser Aufeinanderfolge von Zustandsänderungen ausgesetzt war, heißt der vermittelnde Körper. Derselbe durchläuft somit bei dem Hin- und Rückgang des Kolbens eine Reihe von Zuständen.

Denkt man sich zunächst einmal die Zustandsänderungen beim Rückgange

des Kolbens zeitlich und räumlich genau gleich jenen, welche er beim Hingange durchgemacht hatte, so würde er genau in denselben Anfangszustand zurückkehren, den er verlassen hat, und zwar auf demselben Wege oder in derselben Art und Weise. Wäre z. B. der Anfangszustand in dem Druckvolumdiagramm durch die Linie AB (Figur 5) dargestellt, so daß also sein Anfangszustand durch p_1, V_1 und T_1 bestimmt wäre, und läßt man die Ausdehnung nach einem vorläufig nicht näher zu bestimmenden Gesetze vor sich gehen, welches durch die Kurve BC dargestellt sein möge, so soll er am Ende des Kolbenhubes in C den physikalischen Zustand p_2, V_2 und T_2 angenommen haben. Der Weg des Überganges von B nach C ist somit durch die Kurve BC (z. B. eine Isotherme oder eine Adiabate oder eine beliebige, polytropische Kurve) bestimmt. Die auf diesem Wege geleistete Arbeit ist dann, wie im vorigen Abschnitt gezeigt war, durch die Fläche $ABCD$ schaubildlich dargestellt und repräsentiert. Kehrt nun — wie oben zunächst angenommen ist — der Körper in genau gleicher Weise und auf genau demselben Wege in den Anfangszustand zurück, so daß also rückwärts die Druck- und Volumenänderung wieder nach dem durch die Kurve BC dargestellten Gesetze erfolgt, so wird hierzu umgekehrt wieder die Arbeit $DCBA$ verbraucht. Das Resultat dieses Hin- und Herganges oder — wie man einen solchen Doppelprozeß auch nennt — einer solchen Periode ist somit gleich Null, d. h. es ist keine Arbeit gewonnen, vielmehr ist die gesamte, beim ersten Hube — Hingang — gewonnene Arbeit beim zweiten Hube — Rückgang — zur Kompression des eingeschlossenen Gasvolumens vom Endzustand $p_2\,V_2\,T_2$ auf den Anfangszustand $p_1\,V_1\,T_1$ wieder verbraucht worden. Es ist aber auch keine Wärme verloren gegangen, da bei dem ganzen Prozeß des Hin- und Herganges schliesslich keine Arbeit gewonnen und nach außen abgegeben ist.

Nun soll aber doch durch den Prozeß eine bestimmte Arbeit verrichtet, gewonnen, nach außen abgeleitet werden, womit aber auch nach dem ersten Hauptsatze ein äquivalenter Wärmeverlust verbunden ist. Hieraus folgt ohne weiteres, daß die Rückkehr des vermittelnden Körpers vom Endzustand nach dem Anfangszustand desselben nicht auf demselben Wege erfolgen darf, wie der Hingang, daß ferner zwischen dem die Hingangszustandsänderungen darstellenden Linienzuge und dem die Rückgangszustandsänderungen darstellenden Linienzuge eine bestimmte, endliche Fläche liegen muß, welche die wirklich gewonnene Arbeit darstellt. Die zur Rückführung des eingeschlossenen Volumens in den Anfangszustand erforderliche Arbeit also auch die entsprechende Fläche muß somit kleiner sein, als diejenige, welche beim Hingange geleistet wurde. Die Differenz beider Arbeitsflächen stellt die nutzbare, gewonnene oder nach außen abführbare Arbeitsmenge dar.

Man kann sich diese Art der Reihenfolge der Zustandsänderungen durch das in Figur 9 dargestellte Schaubild mit den Volumgrößen als Abscissen und den Drücken als Ordinaten versinnbildlichen.

Der Hingang erfolgt, wie man der Einfachheit halber jetzt sagen kann, auf dem Wege von A über B nach dem Endpunkt C, die Rückkehr auf dem Wege von C über D nach dem Ausgangspunkte A. Die beim Hingang geleistete Gesamtarbeit ist durch die Fläche $HABCE$, die beim Rückgang geleistete Arbeit durch die Fläche $ECDAH$ repräsentiert, so daß die Differenz beider Flächen, die Fläche $ABCD$ die wirklich gewonnene Arbeit L repräsentiert, oder $Q = A \cdot L$ den dieser Arbeit entsprechenden Verbrauch an Wärme.

Man nennt nun die Reihenfolge der Zustandsänderungen, welche von der im Zylinder eingeschlossenen Gas- (oder Dampf-)menge bei einem solchen Hin- und Rückgang oder während einer Periode durchlaufen und durch den Kurvenzug $ABCD$ dargestellt wird, einen Kreisprozeß.

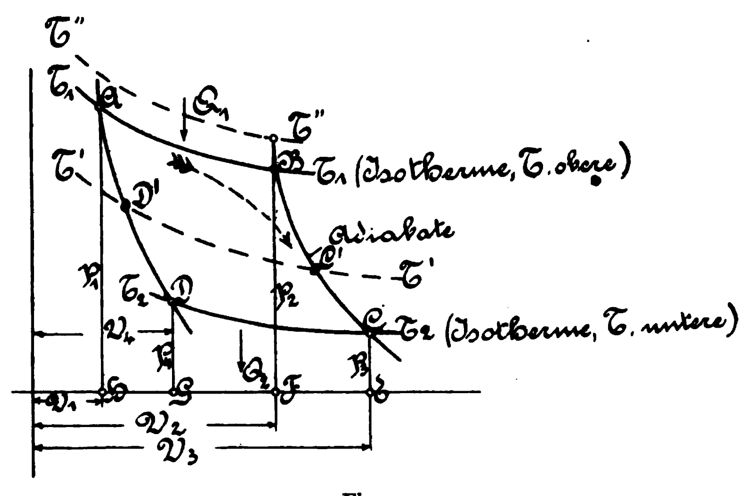
Aus der Figur folgt ohne weiteres, daß die Fläche $ABCD$ auch erhalten werden kann, wenn die Reihenfolge der Zustände umgekehrt wird, d. h. wenn

der Körper zuerst den Weg ADC und sodann den Weg CBA in der, dem eingezeichneten Pfeile entgegengesetzter Richtung durchlaufen würde. Man nennt diesen Kreisprozeß daher auch insbesondere einen umkehrbaren Kreisprozeß.

Wie vorher ausgeführt war, ist die während des Hinganges zu leistende Gesamtarbeit durch die Fläche $HABCE$ repräsentiert, die auf dem Rückwege zu leistende Arbeit durch die Fläche $ECDAH$. Diesen beiden Arbeitsflächen müssen natürlich auch bestimmte Wärmemengen entsprechen. Bezeichnet man die erstere Fläche mit L', die entsprechende Wärmemenge mit $Q_1 = A \cdot L'$, die zweite Fläche bezw. Wärmemenge mit L'' bezw. $Q_2 = A \cdot L''$, so folgt ohne weiteres

$$L = L' - L'' \quad \text{und} \quad Q = A \cdot L' - A \cdot L'' = Q_1 - Q_2 \quad .$$

Hieraus ergibt sich aber sofort, daß die bei einem Kreisprozeß zugeführte Wärme nicht Q, sondern Q_1 war, daß ferner die Wärmemenge Q_2 für die Arbeitsleistung verloren oder abgeführt war, und daher nur die Differenz beider Wärmemengen $Q = Q_1 - Q_2$ in nutzbare oder gewonnene Arbeit verwandelt war.



Figur 9.

Aus dem soeben Gesagten ergeben sich ohne weiteres die folgenden, außerordentlich wichtigen Schlüsse.

1. Da die gewonnene Arbeitsfläche bezw. ihr Wärmewert immer nur die Differenz zweier Arbeitsflächen bezw. zweier Wärmemengen darstellt, so ist es unmöglich, die ganze, von außen zugeführte Wärme in nutzbare Arbeit zu verwandeln oder zu gewinnen.

2. Die nutzbar gemachte Arbeit ist um so größer, je kleiner die abgeführte Wärmemenge Q_2 ist. Dies ergibt sich aus folgendem.

Da das Verhältnis $\frac{Q}{Q_1}$, d. h. das Verhältnis der nutzbar gemachten Wärme zu der gesamten zugeführten Wärme den wirklichen Nutzeffekt oder den thermischen Wirkungsgrad einer Wärmekraftmaschine darstellt, so ist sofort klar, daß derselbe umso größer ist, je größer Q gegenüber Q_1 ist, oder da $Q = Q_1 - Q_2$ ist, je kleiner Q_2 ist. Man bezeichnet diesen Wirkungsgrad mit η_t und schreibt ihn

$$\eta_t = \frac{Q}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad . \tag{36}$$

Über die Art des Verlaufes der Zustandsänderungen in Figur 9 war bisher nichts ausgeführt worden.

Es ist jedoch ohne weiteres klar, daß es nicht ganz gleichgültig sein kann, wie dieselben erfolgen und daß es unter den verschiedendsten Möglichkeiten, den Weg *ABCD* zu durchlaufen oder den Kreisprozeß durchzuführen, jedenfalls eine geben muß, welche die günstigste und vorteilhafteste Wärmeausnutzung, also auch den größten thermischen Wirkungsgrad ergibt.

Betrachten wir die im früheren Abschnitt besprochenen verschiedenen Zustandsänderungen, so ist es die isothermische Zustandsänderung, welche in erster Linie die Beachtung verdient. Bei ihr wird ja, wie nachgewiesen war, alle von außen zugeführte Wärme in Arbeit verwandelt.

Es sei nun in Figur 9 der Anfangszustand im Zylinder durch die Linie *HA* dargestellt, welchem Zustand das Volumen V_1, die (absolute) Temperatur T_1 und der Druck p_1 entspreche.

Da nun die Wärmezufuhr (Q_1) bei konstanter Temperatur erfolgen soll, so wird die Zustandsänderung während derselben auf dem Wege *AB* erfolgen, d. h. auf einer durch den Punkt *A* gelegten Isotherme. Ist der Kolben im Punkte *B* angelangt, so soll die Wärmezufuhr beendet sein. Das eingeschlossene Gas hat aber noch einen Druck p_2, welcher höher ist, als der äußere Druck und es wäre höchst unökonomisch, diesen Drucküberschuß unausgenutzt zu lassen. Vielmehr muß das eingeschlossene Gasvolumen sich jetzt noch weiter bis zur Endstellung *C* des Kolbens ausdehnen. Fragt man sich nun wieder, welches die günstigste Möglichkeit für diese Zustandsänderung zwischen den Punkten *B* und *C* ist, so ergibt sich hierfür nach dem früheren, daß es diejenige ist, bei welcher gar keine Wärme verloren geht und die äußere Arbeitsleistung lediglich auf Kosten der inneren Arbeit vor sich geht, also die adiabatische oder isentropische Zustandsänderung. Die Linie *BC* wird somit eine vom Punkte *B* nach *C* gelegte Adiabate sein. Da hierbei die äußere Arbeitsleistung nur auf Kosten der inneren Arbeit erfolgt, so wird notwendig hiermit eine Abnahme der inneren Arbeit, also eine Temperaturerniedrigung verbunden sein. Im Endzustand *C* hat der Körper somit die Temperatur T_2, das Volumen V_3 und den Druck p_3 erreicht.

Damit nun eine nutzbare Arbeitsleistung überhaupt möglich ist, muß der Körper auf einem anderen Wege in den Anfangszustand zurückgeführt werden und muß der rückläufige Linienzug unterhalb des beim Hingang beschriebenen Linienzuges liegen.

Zweifellos ist, da das Volumen wieder kleiner wird, hiermit eine Drucksteigerung verbunden, d. h. es muß von *C* nach dem Anfangszustand hin eine Kompression stattfinden. Die hierzu erforderliche Arbeit wird aber dann am kleinsten sein, wenn keine Arbeit außerdem noch zur Temperatursteigerung verbraucht wird, also verloren geht. Dies ist jedoch nur möglich, wenn die Kompression isothermisch, d. h. bei konstanter Temperatur erfolgt, wozu also eine bestimmte Wärmemenge abgeführt werden muß. Vom Punkte *C* bis zum Punkte *D* geht somit der Körper auf einer, durch den Punkt *C* gelegten unteren Isotherme bei der Temperatur T_2 entlang. Auf diesem Wege wäre es jedoch niemals möglich, den Anfangszustand zu erreichen, da dieser ja auf einer höheren Temperaturstufe T_1 liegt. Es ist daher schließlich noch eine weitere Kompression auszuführen (von *D* nach *A*), bei welcher der Körper von der Temperatur T_2 auf die Temperatur T_1 gebracht wird. Hierfür wird am vorteilhaftesten unter allen nur denkbaren Zustandsänderungen eine adiabatische gewählt werden, da bei ihr die ganze äußere Arbeit in innere Arbeit, also Erhöhung der Temperatur umgesetzt wird, und auch keinerlei Wärmeverlust mit ihr verbunden ist. Die Kurve *AD* wird somit eine durch den Anfangspunkt *A* gelegte Adiabate sein und Punkt *D* daher der Schnittpunkt dieser Kurve mit der unteren Isotherme T_2 sein.

Aus dem Gesagten folgt somit, daß der denkbar günstigste oder vorteilhafteste Kreisprozeß jener sein wird, welcher sich zwischen dem Anfangs- und Endpunkt A und C auf zwei Isothermen, AB und CD, und zwei Adiabaten, BC und DA bewegt.

Dieser Kreisprozeß spielt in der Wärmetheorie eine wichtige Rolle, da er der denkbar vollkommenste ist, und heißt nach seinem Erfinder der CARNOTsche Kreisprozeß.

Die einzelnen Arbeitsflächen, aus welchen sich die Gesamtarbeitsfläche zusammensetzt, sind hierbei folgende:

1. Bei der isothermischen Expansion vom Volumen V_1 auf V_2, Figur 9, wird die (absolute) Arbeitsfläche

$$L_1 = HABF \quad ,$$

2. bei der adiabatischen Expansion vom Volumen V_2 auf V_3 die (absolute) Arbeitsfläche

$$L_2 = FBCE$$

gewonnen,

3. bei der isothermischen Kompression vom Volumen V_3 auf V_4 die (absolute) Arbeitsfläche

$$L_3 = ECDG \quad \text{und}$$

4. bei der adiabatischen Kompression vom Volumen V_4 auf das Anfangsvolumen V_1 die (absolute) Arbeitsfläche

$$L_4 = DGHA$$

verbraucht, mithin ist die in nutzbare Arbeit verwandelte Wärme durch die Fläche

$$L = (L_1 + L_2) - (L_3 + L_4) = \text{Fläche } ABCD$$

dargestellt, wie oben ebenso aus der Differenz der Wärmemengen Q_1 und Q_2 bezw. der ihnen äquivalenten Arbeitsflächen gefunden war.

Aus der Figur folgt ohne weiteres auch, daß, wenn die adiabatische Zustandsänderung nicht bis zur unteren Grenztemperatur T_2 sondern nur bis T' ausgeführt wird, die nutzbare Arbeitsfläche nur $ABC'D'$ ist, also um den Betrag $C'CDD'$ kleiner ist.

Beginnt umgekehrt der Kreisprozeß nicht bei der oberen Grenztemperatur T_1, sondern bei der höheren Temperatur T'', so wird die nutzbare Arbeitsfläche um den zwischen T_1 und T'' liegenden Flächenstreifen größer.

Die Hauptbedingung für die möglichst günstige Ausnutzung der verfügbaren Wärme läßt sich in folgenden Worten ausdrücken:

„Man muß suchen, die Wärme bei der größtmöglichen Temperatur zuzuführen und bei der kleinstmöglichen Temperatur abzuführen“, oder mit anderen Worten:

„Für eine bestimmte bei gegebener Temperatur verfügbare Wärmemenge oder (mechanisch ausgedrückt) für ein bestimmtes Wärmegewicht, ist die erzielte Leistung dem Temperaturunterschied oder (mechanisch ausgedrückt) dem Temperaturgefälle direkt proportional.“

Diese Einführung der bei hydraulischen Motoren üblichen mechanischen Ausdrucksweise in die Wärmelehre stammt von ZEUNER und vereinfacht das Verständnis außerordentlich.

Wie bei den hydraulischen Motoren die Arbeit bei einer bestimmten, in der Zeiteinheit verfügbaren Wassermenge, also auch einem bestimmtem Wassergewicht, um so größer ist, je größer das disponible Gefälle zwischen Ober- und

Unterwasserspiegel ist, so ist auch die mit einer bestimmten Wärmemenge (z. B. einer Kalorie, welche in der Zeiteinheit zur Nutzbarmachung zu Gebote steht), mögliche Arbeit um so größer, je höher die Anfangstemperatur und je niedriger die Endtemperatur ist, zwischen welchen beiden sich der Kreisprozeß vollzieht. Bezeichnet z. B. P ein bestimmtes Wassergewicht in kg, welches einen Motor in einem Zeitabschnitt z. B. 1 Sek. zufließt, h_1 die Höhe des Oberwasserspiegels, h_2 diejenige des Unterwasserspiegels, $h_1 - h_2$ also das disponible Gefälle in m, so ist die disponible Arbeit L

$$L = G(h_1 - h_2) \quad .$$

Eine Gleichung von ganz ähnlicher Form ist die von CARNOT für die disponible Leistung seines CARNOTschen Kreisprozesses aufgestellte Gleichung. Diese disponible Leistung ist z. B. bei den Grenztemperaturen T_1 und T_2 (worin $T_1 > T_2$):

$$L = \frac{1}{A} \cdot \frac{Q_1}{T_1}(T_1 - T_2) \quad .$$ [1]

Hierin ist, ähnlich wie bei den Wassermotoren G das Wassergewicht darstellt, $\frac{Q_1}{A \cdot T_1}$ das disponible Wärmegewicht und $T_1 - T_2$ das Temperaturgefälle.[2] Der thermische Wirkungsgrad folgt aus der vorstehenden Gleichung zu:

$$\eta_t = \frac{A \cdot L}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad . \tag{37}$$

Da nach Gleichung (36)

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

war, so folgt aus beiden Gleichungen:

$$1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad \text{oder} \quad \frac{T_2}{T_1} = \frac{Q_2}{Q_1}$$

und

$$\frac{Q_1}{T_1} = \frac{Q_2}{T_2} \quad \text{oder} \quad \frac{Q_1}{T_1} - \frac{Q_2}{T_2} = 0 \quad ,$$

welche Gleichung bereits oben (p. 18, Gleichung 17) als für den vollkommenen Kreisprozeß gültig angegeben war.

Der vorstehend angegebene thermische Wirkungsgrad gilt, wie vorausgesetzt war, für einen vollkommenen Kreisprozeß.

Die in den modernen Wärmekraftmaschinen durchgeführten Kreisprozesse sind jedoch weit davon entfernt, solche vollkommene Kreisprozesse zu sein, da infolge der unvermeidlichen Wärmeverluste und sonstiger Unvollkommenheiten weder vollkommene adiabatische noch isothermische Zustandsänderungen ausgeführt werden können. Andererseits sind auch die Verbrennungen nie vollkommen und endlich sind die inneren Arbeitsverluste in den Maschinen unvermeidlich.

Aus den Grenztemperaturen allein, welche gleichfalls beschränkt sind, lassen sich die folgenden, theoretisch möglichen, größten thermischen Wirkungsgrade berechnen.

A. Für Dampfmaschinen.

Die obere Temperaturgrenze ist bei denselben bestimmt durch die Widerstandsfähigkeit der Metalle der Dampfkessel, und durch die höchste zulässige Tempe-

[1] Vergl. WEYRAUCH, Grundriß der Wärmetheorie, 1905. p. 96 ff. — [2] ZEUNER, Techn. Thermodynamik, I, 1900. p. 51.

ratur, bis zu welcher die gegenwärtig zur Verfügung stehenden Schmiermittel der Dampfzylinder verwendbar sind, ohne eine Zersetzung zu erleiden. Bei 500° C (773 abs.) werden die Kesselbleche bereits dunkelrotglühend.

Gegenwärtig sind die höchsten Dampfdrücke, mit welchen Kriegsschiffsverbundmaschinen betrieben werden, wohl 18 Atmosphären. Auf der Düsseldorfer Ausstellung des Jahres 1902 war jedoch ein Kessel der Firma SCHULZ-KNAUTH in Essen für die Germaniawerft in Kiel ausgestellt, welcher für einen Dampfdruck von 25 Atmosphären gebaut war. Die den verschiedenen üblichen Dampfdrücken entsprechenden Temperaturen sind in der folgenden Tabelle zusammengestellt.

Dampfdruck in Atm. oder kg/qcm	Dampftemperatur ° Cels.	Dampftemperatur absolut (T)
8	~ 170	443
10	~ 179	452
12	~ 187	460
15	~ 197	470
18	~ 206	479
25	~ 220	493 ~ 500

Als untere Grenztemperaturen gelten

für Maschinen ohne Kondensation 100° C (373° abs.)
„ „ mit „ ~ 40° C (313° abs.).

Man erhält hieraus folgende thermischen Wirkungsgrade:

Dampfdruck Atm.	ohne Kondensation η_t	mit Kondensation η_t
8	0,158 ~ 16 %	0,293 ~ 29,5 %
10	0,175 = 17,5 %	0,308 ~ 31 %
12	0,19 = 19 %	0,32 = 32 %
15	0,207 ~ 21 %	0,334 ~ 33,5 %
18	0,222 ~ 23 %	0,346 ~ 35 %
25	0,254 ~ 25,5 %	0,374 ~ 37,5 %

Ganz anders stellt sich aber die Berechnung, wenn man von den wirklichen Dampfverbrauchszahlen der besten modernen Dampfmaschinen ausgeht.

Rechnet man den Gesamtdampfverbrauch (einschließlich aller Kondensationsverluste) für eine PS_i-Stunde (indizierte Pferdestärkenstunde) zu 4,5 kg, so ergibt sich für normale bezw. besonders günstige Verhältnisse folgendes:

$$1 \text{ PS-Stunde} = 75 \times 60 \times 60 = 270\,000 \text{ mkg} \quad ,$$

also der entsprechende Wärmewert

$$A\,L = \frac{270\,000}{424} \sim 635 \text{ W.E.} \quad .$$

1 kg Steinkohle gibt nun theoretisch bei vollkommener Verbrennung ~ 8000 W.E. ab.

Rechnet man die Verdampfungsziffer für 1 kg Steinkohle, d. h. das Wassergewicht in kg, welches es zu verdampfen vermag zu 7,5 kg Dampf (normal) bezw. 8,5 (im Maximum), so sind für 1 PS-Stunde, für 4,5 kg Dampf

$$\frac{4{,}5}{7{,}5} = 0{,}60 \quad \text{bezw.} \quad \frac{4{,}5}{8{,}5} = 0{,}53 \text{ kg}$$

Steinkohle erforderlich.

Hieraus folgt der thermische Wirkungsgrad zu

$$\eta_t = \frac{635}{0,6 \cdot 8000} = 0,132 \sim 13\,\%$$

bis

$$\eta_t = \frac{635}{0,53 \cdot 8000} = 0,15 \sim 15\,\% \quad ,$$

welche Werte fast nur die Hälfte der obigen Werte sind.

B. Für Explosionskraftmaschinen.

Die obere Temperaturgrenze liegt hier wesentlich höher, die untere bedeutend tiefer.

Setzt man für t_1 1500 — 2000°, also für $T_1 = 1773 - 2273^0$ absolut und für t_2 die äußere Lufttemperatur ein, also etwa $t_2 = 10 - 20^0$, also $T_2 = 283 - 293^0$ absolut, so folgt im günstigsten Falle

$$\eta_t = \frac{2273 - 283}{2273} = 0,87 \text{ oder } 87\,\% \quad .$$

Geht man jedoch auch hier wieder von den wirklichen Verhältnissen aus, welche durch Versuche ermittelt sind, so ergeben sich wesentlich niedrigere Zahlen.

Weyrauch gibt hierfür folgende Werte an:

Bei Petroleumkraftmaschinen (mit BH[1] = 3200 W.E. für 1 Stundennutzpferdestärke, z. B. 0,32 kg Petroleum von 10000 W.E. Heizwert für 1 kg)

$$\eta_t = 0,20 \quad .$$

Bei Leuchtgasmaschinen (mit $BH = 2500$ W.E. für 1 Stundennutzpferdestärke, z. B. $B = 0,48$ cbm Leuchtgas von $H = 5000$ W.E. Heizwert für 1 cbm)

$$\eta_t = 0,27 \quad .$$

Beim Dieselmotor (mit $BH = 2150$ W.E. für 1 Stundennutzpferdestärke z. B. $B = 0,215$ kg Petroleum bei $H = 10000$ W.E. Heizwert für 1 kg)

$$\eta_t = 0,30 \quad .$$

Wie hieraus ersichtlich, betragen diese Werte nur $^1/_4$ bis $^1/_3$ des oben berechneten theoretischen, thermischen Wirkungsgrades, was in der Unvollkommenheit des Kreisprozesses, den zahlreichen Wärmeverlusten (durch Strahlung und Leitung, an das Kühlwasser dieser Maschinen und in den abziehenden Verbrennungsprodukten, den Auspuffgasen) seinen Grund hat.

Immerhin sind diese Wirkungsgrade wesentlich höher als bei den besten Dampfmaschinen, und sie zeigen, daß die Verbrennungskraftmaschinen auf dem Wege zur vollkommenen Ausnutzung der disponiblen Wärmeenergie einen wesentlichen Fortschritt darstellen.

---

[1] Weyrauch, Grundriß der Wärmetheorie, I. Hälfte. Stuttgart. 1905. p. 89. Hierin bedeuten B die Einheiten Brennstoff mit einem Heizwert von H Kalorieen für die Einheit (z. B. das kg bei festen Brennstoffen, den cbm bei gasförmigen Brennstoffen, das Liter bei flüssigen Brennstoffen).

II. Teil.

Die Kraftmaschinen.

Wie oben ausgeführt ist, hat jede Maschine den Zweck, bestimmte Bewegungen auszuführen und mechanische Arbeit zu leisten. Diese mechanische Arbeit kann jedoch wieder dazu dienen, einen bestimmten mechanischen Arbeitsprozeß zu verrichten, welcher entweder eine Ortsveränderung oder eine Formveränderung irgend eines Körpers bezweckt. Man nennt eine solche Maschine speziell eine Arbeitsmaschine. Die zu ihrem Betriebe erforderliche mechanische Arbeit muß ihr jedoch von außen zugeführt werden. Hierzu dient die Kraftmaschine, d. h. jede Maschine, welche die in der Natur vorhandene, oben erwähnte potentielle Energie oder die Naturkräfte in mechanische Arbeit umzusetzen vermag. Ein sehr einfaches Beispiel läßt den Unterschied sofort erkennen. Es ist nicht möglich, eine Gattersäge oder einen Mahlgang oder eine Presse oder eine Bohrmaschine oder einen Webstuhl, kurz, irgend eine beliebige Arbeitsmaschine direkt dadurch zu betreiben, daß man dieselbe auf einen Dampfkessel setzt oder sie in einen Wasserlauf hineinbringt, vielmehr muß als Zwischenglied im ersteren Falle die Dampfmaschine, im letzteren das Wasserrad oder die Turbine eingeschaltet werden, Maschinen, welche derartig konstruiert sind, daß sie imstande sind, die äußeren Naturkräfte, z. B. die Dampfkraft, die Wasserkraft in sich aufzunehmen und die hierdurch erzeugte mechanische Arbeit — allerdings mit einem gewissen Verlust, dem Eigenwiderstand der Maschine — an die erstgenannte Arbeitsmaschine zu ihrem Betriebe abzugeben. Man unterscheidet demnach die beiden großen Hauptklassen von Maschinen: Kraftmaschinen und Arbeitsmaschinen. Im folgenden sollen zunächst die ersteren behandelt werden.

Wie bereits erwähnt, unterscheidet man, nach den in diesen Maschinen wirksamen Naturkräften und den treibenden Medien die folgenden drei Hauptklassen:

1. Die Wärmekraftmaschinen.
2. Die Wasserkraftmaschinen.
3. Die Windkraftmaschinen oder Windmotoren.

Von der ersten Klasse ist im allgemeinen folgendes zu bemerken. Zur Umsetzung der durch Verbrennung irgend eines Brennstoffes erzeugten Wärme in mechanische Arbeit wird bei ihnen stets ein vermittelnder Körper auf eine möglichst hohe Temperatur gebracht, damit, wie im vorigen Kapitel nachgewiesen, ein möglichst großer thermischer Wirkungsgrad erzielt wird. Diese vermittelnden Körper sind: bei den Dampfmaschinen der Wasserdampf, bei den Kaltdampfmaschinen und Abwärmekraftmaschinen die Dämpfe irgend einer Flüssigkeit, deren Siedepunkt wesentlich niedriger als derjenige des Wassers liegt, z. B. Ammoniak, schweflige Säure, Kohlensäure usw., bei den Explosionskraftmaschinen ein Gemisch von Luft und brennbaren Gasen oder flüssigen Brennstoffen, nach deren Verbrennung als vermittelnde Körper im wesentlichen Kohlensäure, Stickstoff, Wasserdampf und überschüssige Luft vorhanden sind, während endlich bei den Heißluftmaschinen lediglich Luft als vermittelnder Körper dient. Der wesentliche Unterschied zwischen den genannten vermittelnden Körpern und den durch sie betriebenen Maschinen liegt einmal in den verschiedenen Temperatur- oder

Wärmegefällen bei den verschiedenen Maschinen und sodann in der Art und Weise der Wärmezufuhr an den vermittelnden Körper, welche bei den Dampfmaschinen und Heißluftmaschinen durch eine äußere Wärmequelle erfolgt, ohne daß die Heizgase direkt mit den vermittelnden Körpern in Berührung kommen, während bei den Explosionskraftmaschinen die Wärmezufuhr direkt im Arbeitszylinder an die vermittelnden Körper erfolgt.

1. Kapitel.

Die Dampfkessel.

§ 1. Zweck und Verwendungsgebiete der Dampfkessel.

Die Aufgabe eines jeden Dampfkessels ist die Erzeugung mehr oder minder hoch gespannten Wasserdampfes in einem geschlossenen, aus Metall hergestellten Gefäße zum Zwecke der Wärme- und Kraftaufspeicherung. Diese Aufgabe benötigt zu ihrer Lösung zweierlei:

1. einer Feuerungsanlage, in welcher durch Verbrennung fester, flüssiger oder gasförmiger Brennstoffe die zur Verdampfung des Wassers notwendige Wärme erzeugt wird und
2. des Dampfkessels, eines aus Eisen- oder Stahlblechen oder Röhren hergestellten Gefäßes, in welchem ein bestimmter, etwa $^2/_3$—$^3/_4$ des ganzen Rauminhaltes einnehmender Raum, der Wasserraum, zur Aufnahme des Wassers, und der übrigbleibende für die Aufnahme der entwickelten Dämpfe bestimmte Raum, der Dampfraum, zu unterscheiden ist.

Die Verwendungszwecke des in den Kesseln erzeugten Dampfes in der chemischen Industrie sind außerordentlich verschiedene und kann man im wesentlichen folgende Hauptanwendungsgebiete desselben unterscheiden:

1. zur Krafterzeugung in Dampfmaschinen,
2. für Kochzwecke in Kochgefäßen aller Art,
3. für Heizungszwecke,
4. zur Erhitzung von Luft in abgeschlossenen Räumen bei Trockenanlagen,
5. zur Sterilisation und Desinfektion,
6. zur direkten Mischung mit festen und flüssigen Körpern zur Herstellung von Lösungen.

Im weiteren Verlaufe der Entwickelungen werden die wichtigsten dieser Verwendungszwecke ihre Besprechung finden.

§ 2. Der Wasserdampf.

Wie aus der Physik bekannt ist, verwandelt sich eine Wassermenge, welcher fortgesetzt Wärme zugeführt wird, bei einer Temperatur von 100° C bei einem äußeren Luftdruck von 760 mm Quecksilbersäule in Dampf. Bei weiterer Wärmezufuhr bleibt bekanntlich die Temperatur des Wassers und des in dem über dem Wasserraume befindlichen Dampfraume vorhandenen Dampfes, sofern der letztere freie Verbindung mit der äußeren Luft besitzt, so lange dieselbe, also 100° C, als noch flüssiges Wasser vorhanden ist. Man nennt diese Temperatur den Siedepunkt des Wassers und einen Dampf, welcher mit flüssigem Wasser bei fortdauernder Berührung im Gleichgewicht bleibt, gesättigten Dampf oder Sattdampf. Findet die Verdampfung dagegen in einem geschlossenen Gefäße statt so wird mit zunehmender Dampfentwickelung in dem für denselben vorhandenen Raum, dem Dampfraume, des Gefäßes der Druck allmählich wachsen, d. h. der Dampf erhält eine bestimmte Spannung. Diese Spannung steht zu der Tempe-

ratur des Dampfes in einem ganz bestimmten Verhältnis, und die Beziehungen beider zueinander sind durch die Untersuchungen von REGNAULT genau festgestellt worden. Eine absolut genaue rationelle Formel für diese Beziehungen ist indessen bisher nicht aufgestellt worden. Mit größter Annäherung gibt das Verhältnis beider jedoch die folgende empirische Formel von SCHLEMÜLLER wieder.[1]

Es ist

$$(38) \qquad \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{6}} = 1 + a_1 \cdot \tau + a_2 \cdot \tau^2 + a_3 \tau^3 + \ldots\ldots \frac{a_s \tau^s}{1 - n \cdot \tau} \quad .$$

Hierin ist p der in Frage stehende Druck für eine bestimmte Temperatur, p_0 der Druck des gesättigten Dampfes bei 0^0, $\tau = \frac{t}{T_0}$, d. h. der Quotient der in Frage stehenden Temperatur durch die absolute Temperatur für 0^0 C, also $T_0 = 273$, so daß man auch schreiben kann $\tau = \frac{1}{273} \cdot t = \alpha \cdot t$, worin α auch der Ausdehnungskoeffizient des Dampfes ist. a_1, a_2, a_3 usw. sind Versuchskonstanten, und ist auch n aus den Versuchskonstanten bestimmt. Wie genau diese Gleichung dem wirklichen Werte angenähert ist, zeigt die folgende kleine Tabelle:

Cels. Grade	0	30	70	100	130	210
p (mm Quecksilber nach REGNAULTs Versuchen	4,60	31,55	233,09	760,00	2030,28	14324,80
p nach der Gleichung	4,60	31,54	233,09	760,00	2030,28	14324,75

Gewöhnlich werden die Beziehungen beider in den sogenannten Dampfdrucktabellen zusammengestellt, welche sich in den physikalischen Lehrbüchern finden.[2]

Die zur Erzeugung des Dampfes erforderliche Wärme ist gleichfalls durch die Versuche von REGNAULT genau bestimmt worden.

Setzt man eine Wassermenge, z. B. von 1 kg von 0^0 C voraus, welche in Dampf von einer bestimmten Temperatur t_d verwandelt werden soll, so hat man zwei Wärmemengen zu unterscheiden:

1. diejenige Wärmemenge q, die sogenannte Flüssigkeitswärme, welche erforderlich ist, um das Kilogramm Wasser von 0^0 auf 100^0 C zu erwärmen und
2. die Wärmemenge r, die sogenannte Verdampfungswärme, welche erforderlich ist, um das Kilogramm Wasser von 100^0 in Dampf von der Temperatur t_d zu verwandeln. Beträgt die letztere ebenfalls 100^0, so ist bekanntlich die erstere Wärmemenge = 100 W.E., die letztere = 537 W.E.

Ganz allgemein gilt die REGNAULTsche Formel für die Gesamtverdampfungswärme

$$(39) \qquad \lambda = q + r = (606{,}5 + 0{,}305 \cdot t_d) - t_w \quad ,$$

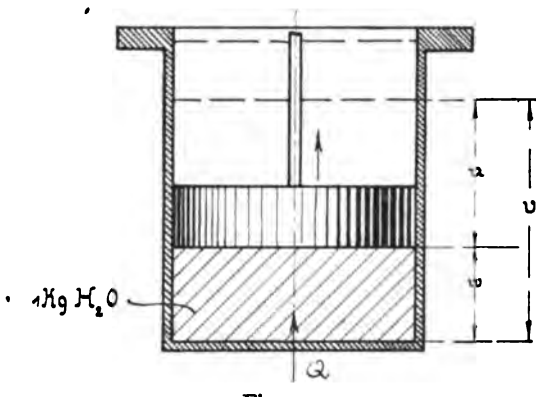
und zwar für die Verdampfung von 1 kg Wasser von der Temperatur t_w in Dampf von der Temperatur t_d.

Die Verdampfungswärme r setzt sich aus zwei Teilen, der inneren und äußeren Verdampfungswärme, zusammen.

---

[1] Sitzungsbericht der Wiener Akademie d. Wiss. **106.** 1897. p. 9. — [2] Vergleiche Tabellen Nr. 25 u. 26 von LANDOLT-BÖRNSTEIN-MEYERHOFER, Physikal.-chem. Tabellen. 3. Aufl. 1905. p. 118.

Denkt man sich in Figur 10 in einem oben offenen Gefäß einen Kolben beweglich und den unteren Raum des Gefäßes mit 1 kg Wasser gefüllt, und bezeichnet man den Querschnitt des Kolbens mit 1 und die Höhe des Wasserraumes mit w, so wird bei der Zufuhr der Wärme q in den Wasserraum die Temperatur des Wassers von 0 auf 100° erhöht. Da auf der Oberfläche des Kolbens der äußere Luftdruck lastet, so wird bei weiterer Wärmezufuhr die Verdampfung beginnen. Hierdurch wird der Kolben in dem Gefäß allmählich gehoben, und zwar ist derselbe nach vollständiger Verdampfung der gesamten Wassermenge um die Höhe u gehoben. Das Endvolumen des gesamten Dampfes v ist somit



Figur 10.

(40) $$v = w + u \quad .$$

Zur Verdampfung bei 100° war die Gesamtwärmemenge r erforderlich, welche einmal dazu verwandt worden ist, die Verdampfung zu bewirken, d. h. also die Arbeit zur Überwindung der zwischen den kleinsten Wasserteilchen wirkenden Anziehungskräfte zu leisten, die sogenannte innere Verdampfungswärme ϱ, und sodann dazu erforderlich war, um den Kolben von der Höhe w auf die Höhe v zu heben. Diese Arbeit drückt sich rechnerisch aus durch die Gleichung:

$$L = p(v - w) = p \cdot u \quad ,$$

worin p den auf der Oberfläche des Kolbens lastenden, äußeren Luftdruck bezeichnet. Die entsprechende Wärmemenge ist also

$$A \cdot L = A \cdot p \cdot u \quad ,$$

mithin die gesamte Verdampfungswärme

$$r = \varrho + A \cdot p \cdot u \quad .$$

Der letztere Teil, die äußere Verdampfungswärme, ist somit in dem das Endvolumen v ausfüllenden Dampf als fühlbare Wärme nicht mehr enthalten, vielmehr ist in demselben nur noch die innere Verdampfungswärme ϱ und die Flüssigkeitswärme q enthalten, welche beide zusammen die Dampfwärme J bilden. Man erhält somit folgende Beziehungen:

(41) $$\lambda = q + r = q + \varrho + A \cdot p \cdot u \cdot = J + A \cdot p \cdot u \quad .$$

Beispiel. In 1 kg Wasserdampf von 6 Atmosphären, welcher aus 1 kg Wasser von 0° erzeugt ist, sind folgende Wärmemengen enthalten bezw. zur Verdampfung verbraucht:

(42) $$\lambda = 606{,}5 + 0{,}305 \cdot 159{,}22 = 655{,}07 \text{ W.E.} \quad ,$$

da die einem Drucke von 6 Atm. entsprechende Temperatur 159,22° C beträgt. Die Flüssigkeitswärme q beträgt hierbei 160,94 W.E., die Verdampfungswärme $r =$ 494,13 W.E. und zwar die innere Verdampfungswärme $\varrho = 449{,}46$ W.E., die äußere Verdampfungswärme $A \cdot p \cdot u = 44{,}67$ W.E., also die Dampfwärme

$$J = q + \varrho = 160{,}94 + 449{,}46 = 610{,}4 \text{ W.E.}$$

Mit Hilfe der vorstehenden Gleichungen ist es ermöglicht, sowohl die Verdampfungswärme für bestimmte Temperaturen und Drücke unter Zuhilfenahme der genannten Tabellen zu ermitteln, als auch die Wärmemengen von Dampf, welche für Mischungen von Dampf und Wasser erforderlich sind, oder die Wassermenge, welche zur Kondensation von Dampf erforderlich sind, zu berechnen.

1. Beispiel. 400 cbm Wasser (zu je 1000 kg) sind von 12° auf 20° zu erwärmen, wie viel kg Dampf von 6 Atm. abs. sind hierzu erforderlich?

1. Methode. Gleichheit der Flüssigkeitswärmen.

a) vor der Kondensation: $q_1 = 400 \cdot 1000 \cdot 12 = 4800000$ W.E. ist die Flüssigkeitswärme des Wassers bei 12°.

$$q_2 = x \cdot \overbrace{(160{,}94 + 449{,}46)}^{\text{Dampfwärme } J} = x \cdot 610 \quad ,$$

b) nach der Kondensation $q_3 = (400 \cdot 1000 + x) \cdot 20$, Flüssigkeitswärme des Gemisches von Wasser und x kg Dampf, welche in Wasser verwandelt sind, folglich:

$$q_3 = q_1 + q_2$$

oder

$$400 \cdot 1000 \cdot 12 + 610 \cdot x = (400 \cdot 1000 + x) \cdot 20$$
$$400000 \cdot (20 - 12) = x \cdot (610 - 20)$$
$$400000 \cdot 8 = x \cdot 590$$
$$x = \frac{3200000}{590} = 5424 \text{ kg Dampf von 6 Atm. abs.}$$

2. Methode. Um $400 \cdot 1000$ kg von 12 auf 20° zu erwärmen, sind dem Wasser zuzuführen: $400000 \cdot (20 - 12) = 400000 \cdot 8$ W.E.

Um x kg Dampf von 6 Atm. abs. in Wasser von 0° zu verwandeln, sind demselben zu entziehen: $x \cdot J$ W.E. $= x \cdot 610$ W.E.; da das Wasser jedoch nur auf 20° abgekühlt werden soll, nur $x \cdot (610 - 20) = x \cdot 590$ W.E.

Da beide Wärmemengen gleich sein müssen, folgt

$$x \cdot 590 = 400000 \cdot 8$$

also

$$x = \frac{3200000}{590} = 5424 \text{ kg} \quad .$$ [1]

2. Beispiel. Eine 30-pferdige Kondensationsdampfmaschine verbraucht für eine indizierte Pferdestärke in der Stunde 12 kg Dampf von 6,5 Atm. Überdruck. Es ist die in der Stunde nötige Kühlwassermenge von 12° C zu berechnen, wenn die Kondensatortemperatur 45° C betragen soll.

Nach den Dampftabellen beträgt für Dampf von 6,5 Atm. Überdruck (7,5 Atm. abs.) die Dampfwärme $J = q + \varrho = 443{,}41 + 168{,}77 = 612{,}2$ W.E. Da eine Pferdestärke 12 kg Dampf in der Stunde verbraucht, sind für 30 Pferdestärken $12 \cdot 30 = 360$ kg Dampf in der Stunde erforderlich. 1 kg entspricht 612,2 W.E. bei 0° Endtemperatur, also bei 45° Endtemperatur $612{,}2 - 45 = 567{,}2$ W.E., also entsprechen 360 kg $567{,}2 \cdot 360 = 204182$ W.E. Umgekehrt werden x kg Kühlwasser von 12° auf 45° erwärmt, die hierzu erforderliche Wärmemenge ist $(45 - 12) \cdot x = 33 \cdot x$ W.E., folglich ist $x = \frac{204192}{33} = 6187{,}7$ kg, mithin das Verhältnis des Wassergewichts zum Dampfgewicht

[1] Dieses Beispiel aus: TETZNER, Die Dampfkessel, Berlin, Verlag von J. Springer, 1902.

$\frac{6187,7}{360} = 17,2$. In der Praxis rechnet man die Kühlwassermenge gleich dem 20—30-fachen des Dampfgewichtes.

Wie oben erwähnt, versteht man unter gesättigtem Dampf oder Sattdampf denjenigen, welcher in Berührung mit flüssigem Wasser mit diesem im Gleichgewicht ist. Man kann dies auch so ausdrücken, daß es jener mit flüssigem Wasser im Gleichgewicht befindliche Dampf ist, welcher den der entsprechenden Temperatur zugehörigen Druck besitzt oder solcher, welcher bei der betreffenden Temperatur in Gegenwart von flüssigem Wasser seine höchste Spannkraft besitzt. Da jedoch der Druck des gesättigten Dampfes mit zunehmender Temperatur steigt, so folgt hieraus umgekehrt, daß, wenn infolge einer Expansion des gesättigten Dampfes auch die Temperatur sinkt, sich hierdurch eine bestimmte Menge des in einem bestimmten Raume enthaltenen Dampfes wieder kondensiert oder niederschlägt. Einem jeden bestimmten Raume entspricht bei einer bestimmten Temperatur auch nur eine ganz bestimmte Menge gesättigten Dampfes. Man kann daher auch sagen, daß der gesättigte Dampf die niedrigste Temperatur hat, welche er bei dem entsprechenden Drucke in Gegenwart von flüssigem Wasser haben kann. Der dem gesättigten Dampf entsprechende Druck heißt der Sättigungsdruck des Dampfes.

Führt man dem gesättigten Dampfe jedoch, nachdem alles flüssige Wasser entfernt ist, mehr Wärme zu, als lediglich zur Verdampfung erforderlich war, so wird seine Temperatur höher. Solcher Dampf, dessen Druck kleiner ist als der Sättigungsdruck bei derselben (nun erhöhten) Temperatur heißt überhitzter Dampf. Durch die Überhitzung entfernt sich der Dampf also mehr und mehr von seinem Sättigungsdrucke und nähert sich mehr und mehr dem gasförmigen Zustande. Seine Zustandsänderungen vollziehen sich dann annähernd nach dem Boyle-Mariotte-Gay-Lussacschen Gesetze. Man erreicht diese Überhitzung dadurch, daß man dem gesättigten Dampfe unter Abschluß von der Flüssigkeit bei konstantem Volumen Wärme zuführt.

Da, wie vorher gesagt, bei der Ausdehnung gesättigten Dampfes ein Teil desselben kondensiert, so wendet man die Überhitzung durch Wärmezufuhr vor der Arbeitsleistung durch Ausdehnung mit Vorteil an, um diese Kondensation zu verhindern. Man bezeichnet den überhitzten Dampf auch schlechthin als Heißdampf. Derselbe wird zum Betriebe von Dampfmaschinen vorteilhaft verwandt.

§ 3. Die Brennstoffe.

Zur Erzeugung der für die Verdampfung erforderlichen Wärme in den Feuerungsanlagen der Dampfkessel können alle drei Arten von Brennstoffen Anwendung finden und haben auch für Dampfkesselfeuerungen vielfach Anwendung gefunden, also die festen, flüssigen und gasförmigen Brennstoffe. Am meisten Anwendung finden die ersteren und letzteren, während die flüssigen Brennstoffe nur in solchen Ländern zum Betriebe von Dampfkesseln dienen, wo sie, wie z. B. in Rußland, in großen Mengen zur Verfügung stehen.

Von den festen Brennstoffen kommen für die Dampfkesselfeuerungen hauptsächlich in Betracht: Steinkohle, Braunkohle und Torf (seltener Anthracit und Koks),

von den flüssigen Brennstoffen: Petroleum, Rohnaphta (seltener Benzin und Spiritus),

von den gasförmigen Brennstoffen: Hochofengase, Koksofengase (seltener Generatorgase und Leuchtgas).

Für die Beurteilung der Güte einer Feuerung ist es vor allem notwendig, die folgenden Werte zu kennen, dieselben also durch Berechnungen oder Versuche festzustellen:

1. den absoluten oder kalorimetrischen Heizwert des Brennstoffes,
2. den theoretischen Luftverbrauch des Brennstoffes,
3. den pyrometrischen Heizwert oder die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes und
4. den Luftüberschuß bei der Verbrennung, welcher aus den Abgasen der Feuerung bestimmt wird.

1. Der absolute oder kalorimetrische Heizwert der Brennstoffe.[1]

Da alle Brennstoffe aus Kohlenstoff und Kohlenwasserstoffen, welche ihrerseits wieder aus Kohlenstoff und Wasserstoff bestehen, zusammengesetzt sind, so ist es zur Berechnung des Heizwertes erforderlich, den Gehalt an Kohlenstoft und Wasserstoff zu kennen. Da jedoch viele Brennstoffe auch Schwefel enthalten, dessen Verbrennung gleichfalls Wärme erzeugt, so ist auch hierauf Rücksicht zu nehmen.

Die Voraussetzung einer jeden genauen Untersuchung einer Feuerungsanlage ist demnach die Elementaranalyse des in der Feuerung zur Verbrennung gelangenden Brennstoffes.

1 g amorpher Kohlenstoff entwickelt bei der Verbrennung zu Kohlensäure, CO_2, 8137,4 cal. oder Grammkalorien, 1 Gramm-Atom-Kohlenstoff $= 12$ g $= C$ daher $12 \cdot 8137{,}4 = 97650$ cal.

1 g Wasserstoffgas entwickelt bei der Verbrennung zu flüssigem Wasser $H_2 = 34247$ cal. und 1 Gramm-Molekul = 1 „Mol" = 2 g = 68494 cal.

Nun ist bei der Bildung von H_2O aus H_2 eine bestimmte Dampfmenge erzeugt, bei deren Kondensation für je 1 kg $\sim$ 600 W.E. frei werden.

Die Bildung von $H_2O = 1\ H_2 + 1\ O$ vollzieht sich nach folgenden Mengenverhältnissen:

$$2\ \text{g H} + 16\ \text{g O} = 18\ \text{g } H_2O\ .$$

1 Mol $H_2O = 18$ g erfordern zur Verdampfung $18 \cdot 600 = 10800$ cal. $= 10{,}8$ W.E. Der obere Heizwert H_o des Wasserstoffgases ist also um diesen Betrag, der bei der Kondensation wieder gewonnen wird, größer als der untere Heizwert H_u, demnach der letztere $H_u = 68494 - 10800 = 57694$ cal., also für

$$1\ \text{g} = \frac{57694}{2} = 28847\ .$$

Da nun das Volumen[2] von 1 Mol Wasserstoffgas = 22,412 l bei 0° und 760 mm ist, so folgt für 1 l Wasserstoffgas unter Normalbedingungen:

$$H_o = \frac{68494}{22{,}412} = 3055\ \text{cal.} = 3{,}055\ \text{W.E.}$$

und

$$H_u = \frac{57694}{22{,}412} = 2574\ \text{cal.} = 2{,}574\ \text{W.E.}$$

Zur überschläglichen Berechnung des Heizwertes der Brennstoffe sind Näherungsformeln aufgestellt worden, so von Dulong, Mendelejef, vom Verein deutscher Ingenieure und dem Verbande deutscher Dampfkesselvereine. Die von den beiden letzteren Vereinen aufgestellte Formel, die sogenannte Verbandsformel, lautet für den Herzwert H von 1 kg Brennstöff bei vollkommener Verbrennung:

---

[1] Diese Berechnungen sind zur Darstellung des Rechnungsganges gegeben und beanspruchen keine äußerste Genauigkeit in den letzten Dezimalstellen, namentlich bezüglich der Atomgewichte. — [2] Zeitschr. f. Elektrochemie 1904. 10. p. 626.

$$H = 8100\,c + 29000\left(h - \frac{o}{8}\right) + 2500 \cdot s - 600\,w. \tag{43}$$

Hierin bedeutet c = den Kohlenstoff in 1 kg Brennstoff, h = den Wasserstoff, o = den Sauerstoff, s = den Schwefel, und w = den Wassergehalt (hygroskopisches Wasser) des Brennstoffes in kg.

Beispiel. Es sei $c = 0{,}8175$, $h = 0{,}0511$, $o = 0{,}0909$, $s = 0{,}0104$ und $w = 0{,}0166$. Daraus folgt:

$$H = 8100 \cdot 0{,}8175 + 29000\left(0{,}0511 - \frac{0{,}0909}{8}\right) + 2500 \cdot 0{,}0104 - 600 \cdot 0{,}166$$
$$= 7789 \text{ W.E.}$$

Daß eine genaue Berechnung des Heizwertes für jeden Brennstoff erforderlich ist, geht schon aus dem Umstande hervor, daß die Heizwerte außerordentlich verschieden sind. In der folgenden Tabelle[1] sind die Heizwerte verschiedener fester und flüssiger Brennstoffe zusammengestellt. Dieselben sind den Untersuchungen von Dr. LANGBEIN in Dresden, welche derselbe in den Jahren 1900—1902 angestellt hat, entnommen. Über die Heizwerte der gasförmigen Brennstoffe wird näheres bei den Explosionskraftmaschinen mitgeteilt werden.

	Heizwerte W. E.
Sägemehl-Briketts	von 8400 bis 4100 für 1 kg
Torf	„ 2700 „ 4800 „ 1 „
Erdige Braunkohle	„ 1900 „ 3100 „ 1 „
Briketts	„ 4500 „ 5400 „ 1 „
Böhmische Braunkohle	„ 3600 „ 5500 „ 1 „
Steinkohlen aus	
Schlesien	„ 5800 „ 7500 „ 1 „
Sachsen	„ 5400 „ 7200 „ 1 „
Saargebiet	„ 5800 „ 7700 „ 1 „
Westfalen	„ 6600 „ 7900 „ 1 „
England	„ 6000 „ 7800 „ 1 „
Steinkohlenbriketts	„ 6100 „ 7700 „ 1 „
Anthrazit	„ 7600 „ 8100 „ 1 „
Grudekoks[2]	„ 3500 „ 4000 „ 1 „
Steinkohlenkoks	„ 5600 „ 7400 „ 1 „
Paraffinöl	„ 9800 „ 9840 „ 1 „
Petroleum	„ 10300 „ 10830 „ 1 „

Bei so außerordentlich schwankenden Werten, speziell bei der für Kesselfeuerungen in Frage kommenden Steinkohle, ist es daher bei Beschaffung des Brennmaterials stets erforderlich, sich bei größeren Abschlüssen den Heizwert garantieren zu lassen, bezw., wenn dies nicht möglich ist, stets vorher Proben indirekt zunächst durch Elementaranalyse auf ihren Heizwert zu untersuchen.

Der zweite, direktere und genauere Weg zur Bestimmung des Heizwertes ist der empirische durch Verbrennung kleiner Brennstoffproben in der kalorimetrischen Bombe, worauf an dieser Stelle nur hingewiesen zu werden braucht. Die durch die kalorimetrische Verbrennung und die aus der Elementaranalyse berechneten Heizwerte ergeben meistens eine genügende Übereinstimmung. Die nachstehende Tabelle[3] zeigt, bis zu welcher Genauigkeit die Übereinstimmung beider Werte in der Praxis für gewöhnlich erzielt wird.

[1] Ztschr. f. die gesamte Kälteindustrie 1902. Heft 10. p. 197. Ferner siehe: LANGBEIN, Die Auswahl der Kohlen, Leipzig 1905. — [2] Destillationsrückstand bei der Braunkohlenschweelerei. — [3] Amtliche Versuchsresultate, gewonnen an der von der Firma Röhrenwerk Herrenhütte A. HERING, Maschinen- und Überhitzerfabrik, Nürnberg, für das Städtische Elektrizitätswerk in Mannheim gelieferte Überhitzeranlage.

Bericht über die Untersuchung der Kohlen von GEORG BUCHNER, München.

	1902	1902	1902	1902
Entnahmetag der Kohlenprobe:	22./4.	23./4.	24./4.	25./4.
Heizwert (durch Verbrennung in der Bombe)	7198	6944	7390	6990
		im Mittel: 7130 W. E.		
Elementaranalyse:				
Kohlenstoff	74,90	72,63	77,00	72,93
Wasserstoff	4,65	4,48	4,82	4,38
Sauerstoff und Stickstoff	7,01	7,04	7,32	6,79
Schwefel	1,43	1,58	1,58	1,44
Wasser	3,07	5,09	2,56	3,67
Asche	8,94	9,18	6,72	10,79
Nach der Verbandsformel berechneter Heizwert	7178,7	6936,0	7393,6	6945,01
		im Mittel: 7113 W. E.		

Der Unterschied beider Mittelwerte beträgt somit nur 7130 — 7113 = 17 W.E. oder nur 0,23 % des letzteren Mittelwertes.[1]

2. Der theoretische Luftverbrauch.

Derselbe ist auf Grund der chemischen Gleichungen und der Elementaranalyse zu berechnen.

$$C + O_2 = CO_2\,,$$
$$12\text{ g C} + 2 \cdot 16\text{ g O} = 44\text{ g } CO_2\,,$$
$$1\text{ kg C braucht daher } \frac{32}{12} = 2{,}67\text{ kg O und gibt}$$
$$\frac{44}{12} = 2{,}67 + 1 = 3{,}67\text{ kg } CO_2\,,$$
$$H_2 + O = 2\text{ g H} + 16\text{ g O} = 18\text{ g } H_2O\,,$$
$$1\text{ g H braucht } 8\text{ g O und gibt } 9\text{ g } H_2O\,,$$
$$1\text{ kg H daher } 9\text{ kg } H_2O\,.$$

Nun ist das Verhältnis des Stickstoff- und Sauerstoffvolumens in der Luft = 79,1 Vol. % N + 20,9 Vol. % O und in Gewichtsprozent: 77 Gewichtsprozent N + 23 Gewichtsprozent O.

$$1\text{ Vol. (z. B. 1 Liter) O entspricht daher } \frac{100}{20{,}9} = 4{,}7847\text{ Vol. Luft,}$$
$$1\text{ Vol. (z. B. 1 Liter) O} = \frac{79{,}1}{20{,}9} = 3{,}7847\text{ N,}$$
$$1\text{ kg O} = \frac{100}{23} = 4{,}3478\text{ kg Luft,}$$
$$1\text{ kg O} = \frac{77}{23} = 3{,}3478\text{ kg N.}$$

Da ferner $O_2 = 22{,}412$ l O = 2 · 16 = 32 g ist, so folgt:

$$1\text{ g O} = \frac{22{,}412}{32} = 0{,}7004\text{ l O}\,,$$
$$1\text{ g O} = \frac{32}{22{,}412} = 1{,}428\text{ g (bei } 0^0\text{ und 760 mm)}\,,$$

[1] Vergl. auch LUNGE-BOCKMANN: Chem. techn. Untersuchungsmethoden I, p. 230.

$$N_2 = 22{,}412 \text{ l} = 2 \cdot 14 = 28 \text{ g} \quad ,$$
$$1 \text{ g N} = \frac{22{,}412}{28} = 0{,}8004 \text{ l} \;,$$
$$1 \text{ l N} = \frac{28}{22{,}412} = 1{,}249 \text{ g } (0^0 \text{ und } 760 \text{ mm}) \quad .$$

Aus diesen Beziehungen ist es leicht, die für einen bestimmten Brennstoff theoretisch erforderliche Luftmenge zu berechnen. Für Annäherungsberechnungen ist auch hier eine Näherungsgleichung aufgestellt, welche lautet

$$\mathfrak{L} = \frac{2{,}67 \cdot c + 8\,h + s - o}{0{,}23} \quad . \tag{44}$$

Hieraus berechnet sich die theoretische Luftmenge in cbm von 0^0 für 1 kg Brennstoff, worin c, h, o, s dieselben Bedeutungen wie in der obigen Verbandsformel haben. Zur Berechnung des Luftvolumens aus dem Luftgewicht und umgekehrt dienen die folgenden bekannten Gleichungen:

$$1 \text{ cbm Luft} = 1{,}2937 \text{ kg bei } 0^0 \text{ und } 760 \text{ mm} \quad ,$$
$$1 \text{ cbm Luft von } t^0 = 1{,}2937 \cdot \frac{273}{273 + t} \text{ kg} \quad .$$

Zur Berechnung der **Luftmenge** aus dem **Luftgewicht** dient allgemein die auch oben (p. 14) schon angegebene Gleichung:

$$V \cdot P = G \cdot R \cdot T \quad ,$$

also

$$V = \frac{G \cdot R \cdot T}{P} \quad .$$

Hierin bezeichnet V die Luftmenge in cbm, G das Luftgewicht in kg, P den Luftdruck in Atmosphären (1 Atm. z. B. = 10334 kg pro qm), $R = 29{,}272$, die sogenannte Regnaultsche Konstante, und endlich $T = 273 + t$ die absolute Lufttemperatur.

Beispiel. Die aus der Elementar-Analyse berechnete Luftmenge in kg für 1 kg Brennstoff beträgt 11 kg, die Temperatur der Luft 17^0, der Druck $P = 1$ Atm.

Dann ist

$$V = \frac{11 \cdot 29{,}27 \cdot (273 + 17)}{10334} = 9 \text{ cbm} \quad .$$

3. Der pyrometrische Heizwert oder die Verbrennungstemperatur.

Bezeichnet H den Heizwert des Brennstoffes, $\mathfrak{L}$ das Luftgewicht für 1 kg Brennstoff, m den Luftüberschuß oder das Vielfache der theoretischen Luftmenge, t_1 die Verbrennungstemperatur über dem Roste, t_a die äußere Lufttemperatur und c_p die spezifische Wärme bei konstantem Drucke für die Verbrennungsprodukte, welche $\sim = 0{,}24$ gesetzt werden kann, so läßt sich aus der folgenden **Annäherungsgleichung** für den Heizwert

$$H = (1 + m \cdot \mathfrak{L})\, c_p\, (t_1 - t_a) \tag{45}$$

die Verbrennungstemperatur berechnen, nämlich

$$t_1 = t_a + \frac{H}{(1 + m \cdot \mathfrak{L})\, c_p} \quad . \tag{46}$$

Unter Berücksichtigung der Verluste, sowie der unvollständigen Verbrennung gilt jedoch die folgende Gleichung:

(47) $$t_1 = t_a + \frac{\eta_1 (1 - \sigma)}{(1 + m \cdot L) c_p} \cdot H \quad .$$

Hierin bezeichnet $\eta_1 \cdot H$ die tatsächlich nur entwickelte Wärme und $\sigma \cdot \eta_1 \cdot H$ die durch direkte Strahlung an die Kesselwände verloren gehende Wärme, so daß also nur $\eta_1 \cdot H - \sigma \eta_1 \cdot H = \eta_1 (1 - \sigma) \cdot H$ des Heizwertes nutzbar gemacht wird.

Beispiel. Es sei $H = 7500$ W.E., $\mathfrak{L} = 11$ kg, $m = 1,9$, also fast die doppelte der theoretischen Luftmenge

$$\eta_1 = 0,8 \ , \quad \sigma = 0,2 \quad \text{und} \quad t_a = 20^0 \quad .$$

so folgt

$$t_1 = 20 + \frac{0,8 (1 - 0,2)}{(1 + 1,9 \cdot 11) \cdot 0,24} \cdot 7500 = 20 + 912,6 = \sim 933^0 \quad .$$

Theoretisch würde die Verbrennungstemperatur sich zu

$$t_1 = t_a + \frac{H}{(1 + m \cdot L) c_p}$$

$$= 20 + \frac{7500}{(1 + 1,9 \cdot 11) \cdot 0,24} = 20 + 1425,8 = 1445,8 \sim 1446^0$$

berechnet haben.

4. Der Luftüberschuß bei der Verbrennung und die Bestimmung der Ausnutzung der Wärme aus den Abgasen.

Da es praktisch unmöglich ist, einen Brennstoff mit der theoretisch nötigen Sauerstoffmenge zu verbrennen, vielmehr immer ein Luftüberschuß $\mathfrak{L}_v$, welcher in Vielfachem der theoretischen Luftmenge angegeben wird, vorhanden ist, so ist hiermit ein Verlust verbunden, da die Luft unnötig erwärmt durch die Feuerung hindurchgeht. Für gewöhnlich wird der Luftüberschuß aus dem Kohlensäuregehalt der Rauchgase bestimmt, wozu es jedoch notwendig ist, die Zusammensetzung des Brennmaterials zu kennen, um hieraus den theoretischen Kohlensäuregehalt der Abgase zu berechnen. Bezeichnet man letzteren mit CO_2 max., so ist der Luftüberschuß zu beurteilen durch die Formel:

(48) $$\mathfrak{L}_v = \frac{CO_2 \text{ max.}}{CO_{2Rg}} \quad ,$$

worin der Nennerwert den in den Rauchgasen enthaltenen und durch die Versuche festgestellten Kohlensäuregehalt angibt.

In neuerer Zeit hat Paul Fuchs[1] zuerst darauf hingewiesen, daß man den Luftüberschuß viel einfacher aus dem freien Sauerstoff in den Rauchgasen ermitteln kann, wobei man die chemische Analyse des Brennstoffes entbehren kann. Seine Gleichung lautet

(49) $$\mathfrak{L}_v = \frac{20,96}{20,96 - O_{Rg}} \quad ,$$

in welchem 20,96 das in 100 Teilen Luft enthaltene freie Sauerstoffvolumen und O_{Rg} den in den Rauchgasen durch die Untersuchung gefundenen freien Sauerstoff in Volumenprozenten bedeutet.

[1] Die Kontrolle des Dampfkesselbetriebes in bezug auf Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung, Berlin, J. Springer, 1903, p. 6 ff.

FUCHS hat hierfür die nachfolgende Tabelle aufgestellt und dieselbe auch graphisch aufgezeichnet.

Vielfaches der theoretischen Luftmenge	Vol. % Sauerstoff in den Rauchgasen	Vielfaches der theoretischen Luftmenge	Vol. % Sauerstoff in den Rauchgasen
1,00	0,000	1,80	9,316
1,05	0,999	1,85	9,631
1,10	1,906	1,90	9,929
1,15	2,784	1,95	10,212
1,20	3,494	2,00	10,480
1,25	4,192	2,05	10,736
1,30	4,837	2,10	10,980
1,35	5,435	2,15	13,212
1,40	5,989	2,20	11,433
1,45	6,505	2,25	11,645
1,50	6,987	2,30	11,847
1,55	7,434	2,35	12,041
1,60	7,860	2,40	12,227
1,65	8,254	2,45	12,405
1,70	8,631	2,50	12,570
1,75	8,983		

Aus dem Luftüberschuß, welcher somit leicht bestimmt werden kann, und der Temperatur der Heizgase läßt sich sodann leicht der **Wärmeverlust** berechnen und hiernach der **Nutzeffekt** des Feuerungsprozesses, welcher um so geringer ist, je größer die nutzlos durchgeleitete Luftmenge ist.[1]

Dem erstgenannten Werke ist auch die nachfolgende Zusammenstellung entnommen, welche zeigt, wie der Nutzeffekt der Feuerungsanlagen mit dem zunehmenden Luftüberschuß sehr stark abnimmt.

Zusammensetzung des Brennstoffes:	*A*	*B*
C	72,03 %	71,88 %
H	4,52 %	1,82 %
O	7,80 %	2,84 %
N	1,03 %	0,98 %
Wasser	2,59 %	5,58 %
Rückstände	14,03 %	17,40 %

	A		*B*	
Theoretisch notwendige Luftmenge L	9,504	kg	8,597	kg
Theoretisch erzeugte Rauchgasmenge R	10,179	kg	9,358	kg
Theoretischer Heizwert Hw	6504	W.E.	6078	W.E.
Luftüberschußkoeffizient	1,414	fach	2,251	fach
Tatsächlich angewandte Luftmenge L_p	14,438	kg	19,351	kg
Effektiv erzeugtes Rauchgasquantum R_g	15,113	kg	20,112	kg
Zusammenzetzung des Rauchgases am Heizflächenanfang CO_2	13,83	Gew. %	10,36	Gew. %
O_2	7,58	Gew. %	12,41	Gew. %
H_2O	2,38	Gew. %	3,60	Gew. %
N	76,21	Gew. %	73,63	Gew. %
Rauchgastemperatur T	1251	°C	699	°C
Spezifische Wärme der Rauchgase Cp_{Rg}	0,3260	W.E.	0,2896	W.E.
Wärmemenge der aus 1 kg Kohle gebildeten Rauchgase $R_g \cdot Cp_{Rg} \cdot T$	6188,77	W.E.	4071,07	W.E.
Nutzeffekt des Feuerungsprozesses $\frac{Rg \cdot Cp_{Rg} \cdot T \cdot 100}{Hw} =$	95,12 %		66,97 %	

[1] Ausführlicheres hierüber siehe im vorgenannten Werke p. 38 der Nutzeffekt des Feuerungsprozesses und J. BRANDT, Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes, Berlin, J. Springer, 1904, p. 57 ff. Vergl. ferner: Handbuch der angew. phys. Chemie: F. HABER, Physikal. Chem. Technologie d. Verbrennung u. Heizung.

Im Falle A verliert man mithin trotz hoher Anfangstemperatur nur 4,88 % von der effektiv vorhandenen Wärmemenge, während im Falle B 38,03 % verloren gehen. Die Ursache ist in dem gasarmen Brennstoff zu suchen, welcher schwer entzündlich ist und, um überhaupt zu verbrennen, nur mit großem Luftüberschuß verfeuert werden kann. Es kommen hier die bei der Anführung der einzelnen Funktionen der Komponenten der Steinkohle zum Ausdruck gebrachten Erscheinungen zur Geltung.

Die in der letzten Zeile angeführte Gleichung des Nutzeffektes des Feuerungsprozesses lautet allgemeiner

$$\eta_f = \frac{R_g c_{pRg} \cdot T - L_p \cdot c_{pL} \cdot t}{Hw} \tag{50}$$

worin folgende Bezeichnungen gelten:

Hw der Heizwert des Brennstoffes für 1 kg in W.E., Lp die tatsächlich angewandte Luftmenge in kg, welche mit der Temperatur t in ^{0} C zuströmt, R_g die wirklich erzeugte Rauchgasmenge in kg, deren Abgangstemperatur T in ^{0} C ist. Ferner c_L und c_{Rg} die spezifische Wärme der Luft und der Rauchgase, bezogen auf 1 kg, bei konstantem Druck. Da in den beiden obigen Beispielen die Temperatur der zuströmenden Luft $t = 0^0$ gesetzt ist, so fällt der Subtrahent im Zähler des Bruches fort.

Für gewöhnlich jedoch ist dieser Wert nicht zu vernachlässigen, so daß der Wirkungsgrad hierdurch verringert wird. Würde z. B. im übrigen Falle die Temperatur t der Luft $= 10^0$ C gewesen sein, so würden im ersteren Falle rund 35 W.E., im letzteren 46 in Abzug zu bringen sein, wodurch der Wirkungsgrad etwas verringert wird. Jedenfalls läßt sowohl die Gleichung, als auch die Tabelle klar erkennen, wie beträchtlich mit zunehmendem Luftüberschuß der Nutzeffekt des Feuerungsprozesses sinkt.

§ 4. Beziehungen zwischen Dampfmenge, Brennstoffmenge, Heizfläche und Rostfläche der Kessel.

Die von einem Dampfkessel in einer Stunde zu liefernde Dampfmenge D in kg ist zunächst abhängig von der, in der gleichen Zeit im Kessel verfeuerten Brennstoffmenge B in kg, sodann von der Größe der von den Feuergasen berührten Oberfläche des Kessels, der sogenannten Heizfläche H in qm, und endlich von der Größe der Fläche, auf welcher die Verbrennung stattfindet, der Rostfläche R in qm.

Man unterscheidet bei jedem Dampfkessel diejenige Dampfmenge, welche er, bezogen auf 1 kg Brennstoff, liefert und diejenige Dampfmenge, welche er bezogen, auf 1 qm Heizfläche liefert.

Die Heizfläche eines Kessels besteht aus der sogenannten direkten und indirekten Heizfläche. Die erstere ist jene, welche direkt vom Feuer und den noch brennenden Gasen berührt wird, die letztere diejenige, welche von den abziehenden heißen Verbrennungsprodukten bestrichen wird. Um die Heizfläche möglichst groß zu machen, also auch die Ausnutzung der Feuergase möglichst vollkommen durchzuführen, werden die Gase in Schlangenwindungen oder zickzackförmig oder von vorn nach hinten und zurück in, durch, und um den Kessel geführt. Trotzdem ist es nicht möglich, denselben ihre Wärme derartig zu entziehen, daß sie nur mit einer, die äußere Lufttemperatur um einen geringen Betrag übersteigenden Temperatur abziehen, vielmehr ist die Temperatur derselben, wie im vorhergehenden Paragraphen besprochen wurde, immer noch eine verhältnismäßig hohe, und ist der Wärmeverlust durch die abziehenden Feuergase, wie früher nachgewiesen ist, unvermeidlich.

Bei der **Rostfläche** eines Kessels unterscheidet man die sogenannte **totale** und **freie** Rostfläche und versteht unter ersterer die gesamte, von den Kohlen bedeckte Fläche und unter der letzteren die Summe aller, für den Durchgang der Verbrennungsluft zur Verfügung stehenden Rostspaltöffnungen. Das Verhältnis der letzteren zur ersteren darf nicht zu klein gewählt werden, damit die zur Verbrennung erforderliche Luft durch den Rost zum Brennstoff gelangen kann. Nach dem vorher Gesagten bestehen zwischen den vier genannten Werten bestimmte Beziehungen, welche erfahrungsmäßig festgelegt sind. Selbstverständlich sind diese Werte für normale, in der Praxis am häufigsten vorkommende Verhältnisse festgesetzt.

1. Das Verhältnis der Dampfmenge zur Brennstoffmenge

bezeichnet man auch als die **Verdampfungsziffer**. Dieselbe ist abhängig von dem Heizwert des zur Verbrennung kommenden Materials, von dem Wirkungsgrad der Feuerung, von der Höhe der Spannung, also auch der Temperatur des zu erzeugenden Dampfes, von der Temperatur des Speisewassers und endlich von dem **Wirkungsgrad** der **Kesselfeuerung**. Unter letzterem versteht man das Verhältnis der wirklich bei der Verbrennung nutzbar gemachten Wärme zu der gesamten entwickelten Wärme. Hierbei ist zu beachten, daß nur diejenige Wärmemenge als nutzbar gemacht angesehen werden kann, welche in Form von erzeugtem Dampf wiedergewonnen ist. Als verlorene Wärme ist dagegen diejenige zu bezeichnen, welche von den abziehenden Feuergasen durch den Schornstein des Dampfkessels in die freie Luft abgeleitet wird, sowie diejenige, welche durch das gesamte Kesselmauerwerk und die aus demselben hervorstehenden, wenn auch mit Isoliermaterial gut bekleideten Teile des Dampfkessels an die äußere Luft durch Ausstrahlung und Leitung abgegeben wird. Für gewöhnlich wird der Wirkungsgrad der Feuerung zu $\eta_1 = 0{,}7 - 0{,}9$ angenommnn, im Mittel also zu 0,8.

Zur genauen Berechnung der Dampfmenge aus der Brennstoffmenge dient die Gleichung

$$D = B \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \frac{H}{Q} \quad . \tag{51}$$

Hierin bezeichnet: B die stündliche Brennstoffmenge in kg, H den Heizwert derselben in W.E. für 1 kg, Q diejenige Wärmemenge, welche zur Verdampfung eines kg Wassers aus der Anfangstemperatur in die Dampftemperatur erforderlich und nach den früher aufgestellten Gleichungen zu berechnen ist, ferner η_1 den Wirkungsgrad der Feuerung, welcher also im Mittel zu 0,8 angenommen werden kann, η_2 den Wirkungsgrad der Heizfläche, welcher sich zu etwa 0,6—0,88 setzen läßt. Genauer kann derselbe nach der Gleichung berechnet werden:

$$\eta_2 = \sigma + (1 - \sigma) \cdot \left(1 - \frac{T_1}{T}\right) \quad . \tag{52}$$

Hierin ist σ, das Ausstrahlungsverhältnis, zu etwa 0,2—0,3 zu nehmen, ferner bezeichnet T die Verbrennungstemperatur des Brennstoffes auf dem Rost, welche nach den im früheren Paragraphen angegebenen Gleichungen zu berechnen ist, und T_1 die thermometrisch zu bestimmende Temperatur der Heizgase beim Eintritt in den Schornstein, auch die Abgangstemperatur oder **Fuchstemperatur** der Heizgase genannt. Für überschlägliche Berechnungen dienen die Werte der nachfolgenden Tabelle.

Verdampfungsziffer[1] verschiedener Brennstoffe $\frac{D}{B}$.

	$D:B$
Steinkohle	5,5 — 10
Koks	4,5 — 8
Braunkohle	2,0 — 4,5
Torf	1,5 — 3,0

Die Verdampfungsziffer wird jedoch in zweierlei Formen angegeben, einmal für die Dampfmenge in kg von der Temperatur des Speisewassers in Dampf, von der, dem Betriebsdruck entsprechenden Temperatur und sodann als die Dampfmenge in kg, berechnet auf Speisewasser von 0°, in Dampf von 100°. Die Umwandelung des ersteren Wertes in den letzteren ist mit Hilfe der Dampftabellen bezw. der REGNAULTschen Gleichung leicht ausführbar.

Als gute Mittelwerte für die Verdampfung können die in der folgenden Tabelle für verschiedene Heizwerte und verschiedene Wirkungsgrade der Feuerung zur Erzeugung trocknen und gesättigten Dampfes angegebenen Werte angesehen werden.

Heizkraft	Für einen Wirkungsgrad der Feuerung von								
	0,80			0,70			0,60		
	und einen Wassergehalt des Dampfes von								
	0	0,1	0,2	0	0,1	0,2	0	0,1	0,2
Kalorien	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg	kg
7500	9,19	9,95	10,85	8,04	8,71	9,49	6,89	7,46	8,14
7000	8,57	9,29	10,13	7,50	8,12	8,86	6,43	6,96	7,59
6500	7,96	8,62	9,40	6,97	7,54	8,22	5,97	6,46	7,05
6000	7,35	7,96	8,68	6,43	6,96	7,59	5,51	5,97	6,51

Dieselben gelten für Wasserdampf von einem Wassergehalt von 0 — 0,2 oder 0 bis 20 %, von einer Temperatur des Speisewassers von 0° und einem Dampfdruck von 5 Atm.

2. Die Verdampfung, bezogen auf die Heizfläche.

Hierfür sind gleichfalls bestimmte Erfahrungswerte ermittelt. Die Größe der von 1 qm erzeugten Dampfmenge ist einmal abhängig von der Art und Weise des Betriebes, sodann von den Zugverhältnissen des Kessels und von dem System des Kessels an sich. Das Verhältnis der Dampfmenge zur Heizfläche kann man wie folgt angeben:

Art des Betriebes:	$D:H$
sehr langsam.	12—14 kg bezogen auf 1 qm in der Stunde
langsam	15—17 „ „ „ 1 „ „ „ „
normal	18—20 „ „ „ 1 „ „ „ „
gesteigert	22—26 „ „ „ 1 „ „ „ „
stark angestrengt	25—30 „ „ „ 1 „ „ „ „

Die Verdampfung wird um so günstiger sein, je rascher der Wärmeaustausch an der inneren Oberfläche des Kessels vor sich gehen kann, je früher also die an der Kesselfläche entstandenen Dampfblasen in den Dampfraum des Kessels abgeführt werden. Unter Berücksichtigung dieses Prinzips sind vielfache Konstruktionen ersonnen worden, welche dazu dienen sollen, den Umlauf des Wassers

[1] Hüttentaschenbuch. 18. Aufl. 1902. I. p. 894.

im Inneren des Kessels oder die Zirkulation möglichst zu erhöhen. Hierher gehören unter anderen die Doppelrohre der Dürrkessel, die DUBIAUsche Rohrpumpe und andere Einrichtungen.

3. Beziehungen zwischen der Rostfläche und der Brennstoffmenge.

Auch hierfür sind bestimmte mittlere Erfahrungswerte festgesetzt worden, welche in der folgenden Tabelle enthalten sind.

Art des Betriebes:	$B:R$ Steinkohle	$B:R$ Braunkohle
sehr langsam.	50— 60	100
langsam	60— 70	150
normal	80—100	200
forciert	110—120	300

Die Tabelle zeigt, daß mit zunehmender Beanspruchung der Rostfläche die auf 1 qm derselben in der Stunde verbrannte Brennstoffmenge in kg erheblich zunimmt. Bei normalem Betrieb kann die Brennstoffmenge bei Steinkohle zu etwa 90 kg für 1 qm der Rostfläche angenommen werden. Aus dem Mittelwerte, welcher für die beiden Verhältnisse angegeben ist, berechnet sich das Verhältnis der Heizfläche zur Rostfläche für mittlere Verhältnisse:

$$\frac{H}{R} = 30—40$$

oder umgekehrt

$$R = 1/30 - 1/40\, H \text{ in qm.}$$

Beispiel. Eine Dampfmaschinenanlage benötigt 10 000 kg Dampf in der Stunde.

Setzt man mittlere Verhältnisse voraus, also $\frac{D}{H} = 20$, so folgt $H = \frac{D}{20} = \frac{10000}{20} = 500$ qm. Da Dampfkessel mit einer Heizfläche von über 300 qm nur in seltenen Fällen gebaut werden, so sind zwei Kessel von je 250 qm Heizfläche zu nehmen. Als Brennstoff wird Steinkohle verwandt. Nimmt man eine 7,5 fache Verdampfung an, also

$$B = \frac{10000}{7,5} = 1347 \text{ kg pro Stunde} \quad ,$$

also für einen Kessel

$$B = \frac{1347}{2} = 674 \text{ kg} \quad ,$$

so folgt die Größe der Rostfläche

$$R = \frac{B}{90} = \frac{674}{90} = 7,5 \text{ qm} \quad .$$

Diese Rostfläche ist jedoch für einen Kessel zu groß, da dieselbe im allgemeinen 4 qm im ganzen nicht überschreiten sollte.

Wählt man daher vier Kessel, so erhält jeder derselben eine Heizfläche von $\frac{500}{4} = 125$ qm. Da die Brennstoffmenge $B_0 = 1847$ kg beträgt, so hat jeder Kessel $B_1 = \frac{B_0}{4} = 337$ kg in der Stunde zu verbrennen, demnach hat die Rostfläche

$R_0 = \frac{337}{90} = 3,75$ qm oder für je einen Rost, falls zwei Roste nebeneinander liegen (Zweiflammrohrkessel), $R_1 = 1,88$ qm.

§ 5. Die Hauptdampfkesselsysteme.

Bezüglich ihrer Beweglichkeit im Raume unterscheidet man folgende drei Hauptarten von Dampfkesseln:

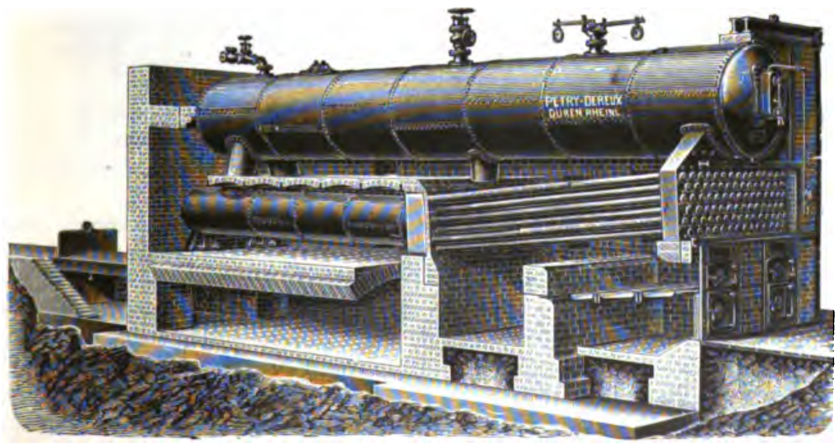
1. Stationäre (fest eingemauerte) Kessel;
2. halbstationäre (während des Betriebes stillstehende) Kessel, sogenannte Lokomobilkessel;
3. bewegliche Kessel, Lokomotiv- und Schiffskessel, sowie Kessel für Transportmaschinen aller Art.

Für die Zwecke der chemischen Industrie kommen fast ausnahmslos nur die Kessel des ersten Systems in Betracht, seltener, für vorübergehende Anwendung, so z. B. für zeitweilige Betriebsvergrößerung auch diejenigen der zweiten Gruppe.

Bei den stationären Kesseln lassen sich, so außerordentlich verschieden auch die im Laufe der Zeit ersonnenen und erprobten Konstruktionen sind, doch im wesentlichen ebenfalls wieder bestimmte Hauptgruppen unterscheiden, welche hauptsächlich hinsichtlich der äußeren Anordnung, der Bildung der Wasser- und Dampfräume, der Führung der Heizgase, der Wasserzirkulation, des Verhältnisses des Wasserinhaltes zum Dampfraume, der Kombination der verschiedenen zur Aufnahme des Wassers dienenden Hohlräume (Zylinder, Sieder, Wasserrohre usw.) voneinander abweichen.

Die einfachste und älteste Form weisen die einfachen Walzenkessel auf, welche sowohl liegend als auch stehend, im ersteren Falle meist in Kombination mit darunter befindlichen Siedern ausgeführt werden.

Ein sehr verbreitetes System dieser Art, bei welchem die direkte Heizfläche aus zahlreichen, mit Wasser gefüllten dünnen Röhren, sogenannten Wasserröhren,



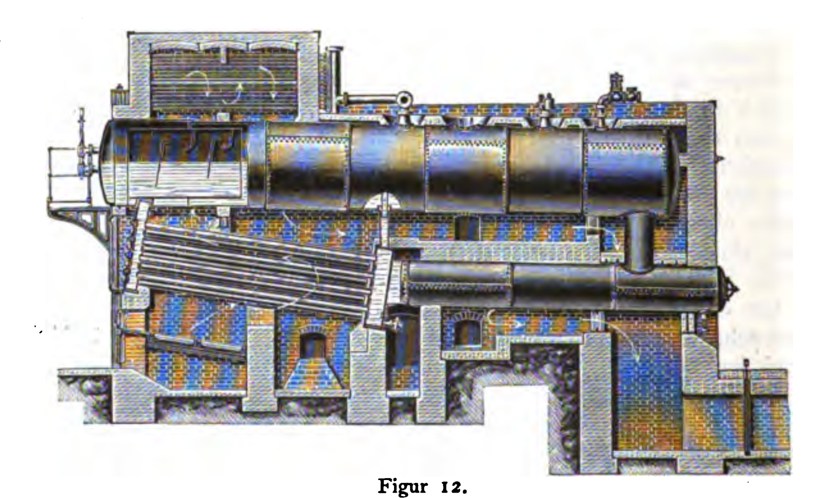
Figur 11.

gebildet wird, ist der von der Firma Petry-Dereux in Düren, Rheinland, gebaute Mac Nicolkessel, welcher in Figur 11 im Längsschnitt durch die Einmauerung, in Figur 12 teilweise in Schnitt durch den Kessel selbst abgebildet ist, welch letzterer noch mit einer, über dem vorderen Teil des Oberkessels liegenden Dampfüberhitzeranlage versehen ist. Die Führung der Heizgase ist durch ein-

gezeichnete weiße Pfeile erkenntlich gemacht. Die schräg liegenden Wasserröhren sind durch zwei Sammelkammern, eine vordere und eine hintere, mit dem zylindrischen Oberkessel verbunden, deren letztere auch das vordere Ende der beiden zylindrischen Sieder aufnimmt, während dieselben hinten durch je einen zylindrischen Stutzen mit dem Hinterteil des Oberkessels in Verbindung stehen. Hierdurch wird eine gute Zirkulation des Wassers vom hinteren, relativ kühlsten Ende des Oberkessels durch die beiden Sieder und die Wasserröhren hindurch nach der vorderen Hälfte des Oberkessels bewirkt.

Um eine möglichst hohe Ausnutzung der auf dem Rost erzeugten Wärme und hierdurch eine möglichst lebhafte Verdampfung zu bewirken, legt man die Feuerung bei den sogenannten Flammenrohrkesseln (mit einem, meist exzentrisch angeordneten oder zwei symmetrisch zur Mittelebene liegenden Flammenrohren) direkt in den Kessel selbst hinein. Solche Kessel bezeichnet man im Gegensatz zu dem oben besprochenen Systeme, bei welchem mit Unterfeuerung gearbeitet wurde, als solche mit Innenfeuerung.

Häufig werden diese Flammenrohrkessel auch noch mit einem zweiten, darüberliegenden, mit Heiz- oder Rauchrohren durchzogenen Kessel, einem Ober-



Figur 12.

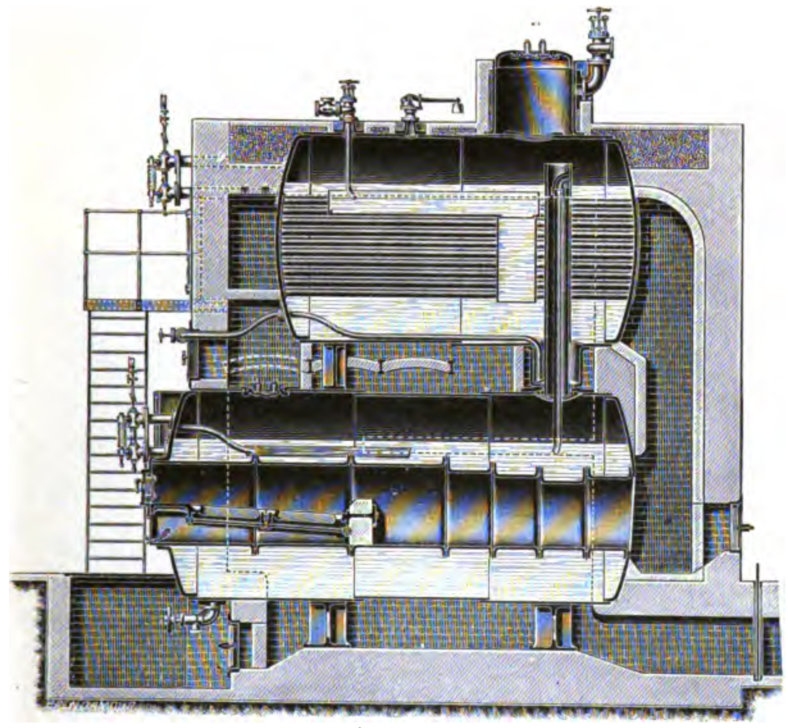
kessel kombiniert, welche Anordnung auf verhältnismäßig kleiner Grundfläche, also bei geringem vorhandenem Raum, eine sehr reichliche Heizfläche und Dampfentwickelung geben.

Eine Ausführung dieser Art der Firma H. Paucksch, Aktiengesellschaft in Landsberg a./Warthe, ist in Figur 13 im Längsschnitt dargestellt. Hierbei besitzt jeder Kessel seinen besonderen Dampfraum, indessen ist die Verbindung beider und die Abführung des Dampfes des Unterkessels in den Dampfraum des Oberkessels durch ein, am hinteren Ende befindliches, durch einen Verbindungsstutzen hindurchgeführtes Steigrohr bewirkt. Die Feuergase gehen zunächst durch beide Flammenrohre, hierauf in der hinteren Rauchkammer nach oben, durch die im Oberkessel befindlichen 90 Heizrohre nach vorn, von hier unter dem Oberkessel nach rückwärts, umspülen hierauf noch den Unterkessel von oben und unten und gehen schließlich in den, hinten anschließenden Rauchkanal und „Fuchs" mit dem, zur Regelung des Zuges dienenden Fuchsschieber, einer lotrecht verstellbaren Eisenplatte, in den Schornstein. Die Dampfentnahme erfolgt an der höchsten Stelle des Kessels aus dem zylindrischen Aufbau, dem Dom oder Dampfdom.

Im Gegensatz zu den vorbesprochenen Systemen, bei welchen das Wasser

sich in großen zylindrischen Gefäßen befindet und der Kessel infolgedessen eine große Wasserreserve enthält, er also auch größeren Betriebsschwankungen hinsichtlich des Dampfverbrauchs ausgesetzt werden kann, stehen die Wasserröhrenkessel, bei welchen sich das Wasser hauptsächlich in einer großen Menge zylindrischer Rohre von nur etwa 8—10 cm innerem Durchmesser befindet.

Bei denselben lassen sich zwei Hauptgruppen unterscheiden, solche Kessel, die in den Rohren zum Teil mit Wasser und zum Teil (am oberen Ende) mit Dampf gefüllt sind und nur einen verhältnismäßig kleinen Dampfsammelstutzen besitzen, und solche, welche auch noch mit einem, gleichfalls Wasser enthaltenden größeren Oberkessel versehen sind. Der Hauptrepräsentant der ersteren Gruppe ist der Rootskessel, bei welchem die schrägliegenden Rohre schlangenartig nach oben



Figur 13.

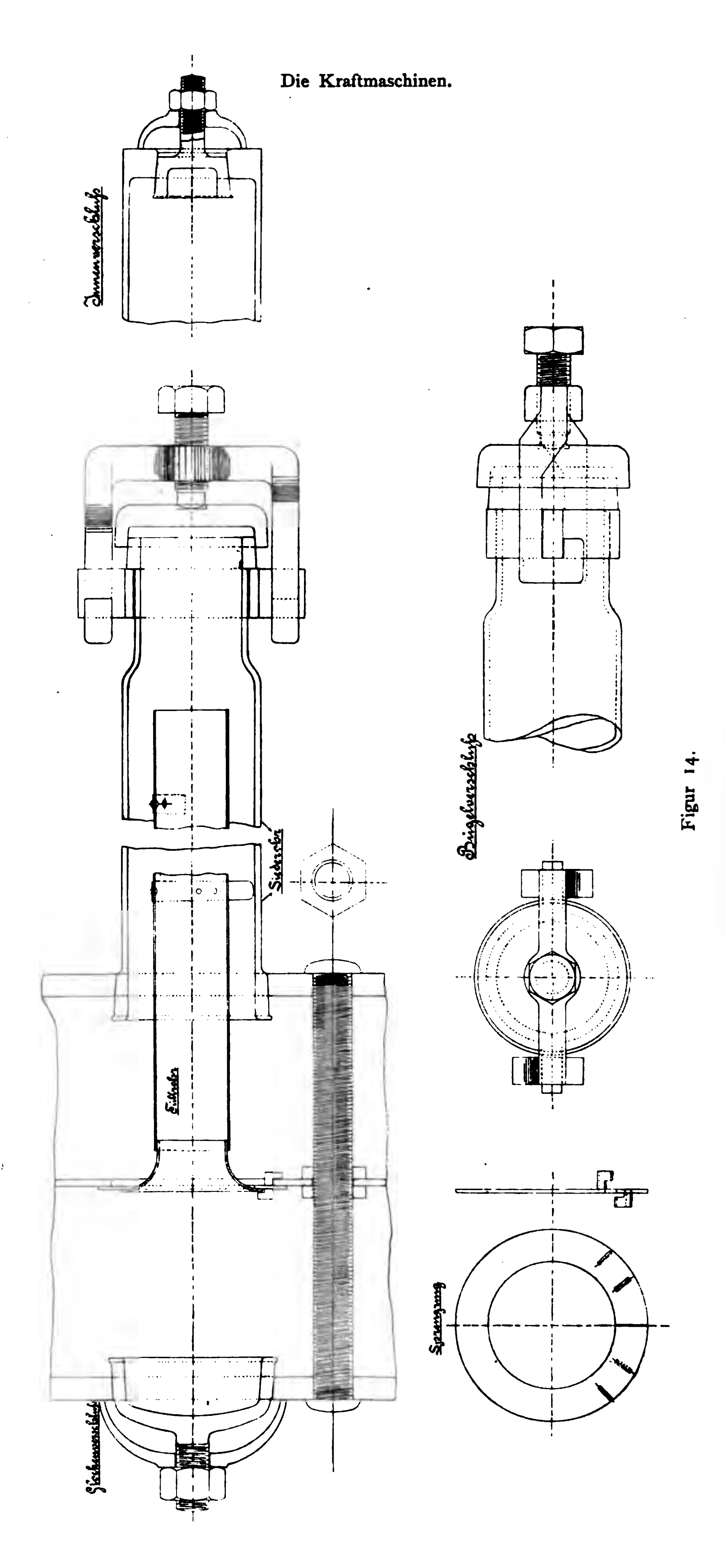
gewunden sind, und an den Enden durch, je zwei Rohre verbindende Formstücke abgeschlossen sind.

Die weitaus wichtigere Gruppe ist jedoch die zweite, bei welcher der Oberkessel auch noch zur Dampferzeugung dient.

Auch bei dieser Gruppe sind zwei Hauptunterscheidungen zu treffen, je nachdem die zahlreichen Wasserrohre an beiden Enden durch Sammelkammern mit dem Oberkessel und untereinander in Verbindung stehen, oder diese Verbindung nur an einer Seite, dem vorderen Ende, stattfindet, und die hinteren Enden geschlossen sind. Man unterscheidet darnach Wasserröhrenkessel nach dem Einkammer- und solche nach dem Zweikammersystem.

Als Hauptrepräsentant der ersteren Klasse ist der Dürrkessel zu nennen, welcher auf Tafel I abgebildet ist, während die Figuren 14 und 15 die Details der Anordnung der Wasserrohre zeigen.

Um eine möglichst intensive Wasserzirkulation zu erreichen, wendet Dürr zwei ineinander gefügte Rohre an, deren äußeres, Figur 14, in der hinteren



Figur 14.

Kammerwand eingewalzt ist, und am anderen Ende durch einen Bügelverschluß mit Deckel oder einen Innenverschluß, wie er gleichfalls in Figur 14 dargestellt ist, abgeschlossen ist. Das innere Rohr ist beiderseits offen und durch geeignete Stützen und einem Sprengring so gehalten, daß es genau in der Mitte des äußeren Rohres liegt.

Die vordere Wasserkammer ist nun durch eine dünne Scheidewand in zwei Teile getrennt, deren vordere das niedersinkende Wasser enthält, welches durch die trompetenartig erweiterten Mündungen der Innenrohre in die letzteren eintritt, nach rückwärts fließt, aus dem hinteren Ende desselben aus- und in den Zwischenraum zwischen innerem und äußerem Rohr eintritt, in welchem das Wasser- und Dampfgemisch aufsteigt. In der vorderen Rohrwand sind conachsial mit sämtlichen Rohrendeckel, sogenannte Glockenverschlüsse angebracht, nach deren Beseitigung nach erfolgtem Stillsetzen und Abblasen des Kessels die Innenrohre herausgezogen und die äußeren Rohre leicht gereinigt werden können.

Der richtige Abstand zwischen den Rohrkammerwänden sowie die gegenseitige Versteifung derselben wird durch schraubenförmige Distanz- oder Stehbolzen erreicht, deren Anordnung aus Figur 15 zu erkennen ist, welche auch die übrigen Details deutlich zeigt.

Ein Wasserrohrkessel der zweiten Gruppe endlich ist auf Tafel II abgebildet.



Figur 15.

Bei demselben sind zwei Wasserkammern, eine vordere und hintere vorhanden, in welche die Wasserrohre einmünden. Die Feuerung ist bei diesem eine Treppenrostvorfeuerung, welche sich in vorliegendem Falle, wo es sich um Verwendung der Holzabfälle einer Schneidemühle handelt, sehr gut eignet. Die Flamme stößt zunächst auf die beiden untersten Wasserrohrreihen, in welchem daher die Verdampfung eine besonders lebhafte ist. Von hier umspülen die Heizgase die Rohre und den Oberkessel in der, durch die Pfeile angedeuteten Art und Weise. Durch Abdeckglocken bezw. gemauerte Flachgewölbe sind hierbei die einzelnen Räume („Züge") voneinander getrennt.

Durch die hintere Rohrkammer sinkt das relativ kälteste Wasser nieder, verteilt sich in die Wasserrohre und steigt in denselben und durch die vordere Kammer nach oben, wodurch eine lebhafte Zirkulation des Kesselinhalts und

damit eine gute Verdampfung und Mitnahme der entstandenen Dampfblasen in dem Oberkessel bewirkt wird.

Die Dampfentnahme findet am vorderen Ende des Oberkessels durch einen Ablaßstutzen mit Dampfabsperrventil statt.

Die zahlreichen verschiedenen Ausführungen dieser Kessel unterscheiden sich im wesentlichen nur durch die Anordnung der Rohre, die Verbindung der Rohrkammern mit dem Oberkessel, den Einbau des Kessels und Oberkessels und die Anordnungen zur möglichsten Beförderung der Wasserzirkulation.

§ 6. Die Wahl des geeigneten Kesselsystemes für bestimmte Betriebszwecke.

Für die Wahl eines Kesselsystemes, welches bestimmten Anforderungen und Leistungen entsprechen soll, lassen sich im allgemeinen genaue Vorschriften nicht geben, da dieselbe von verschiedenen Faktoren beeinflußt wird. Ehe man sich jedoch für ein bestimmtes System entscheidet, sind die nachfolgenden Fragen zu untersuchen und zu beantworten, welche einige Anhaltspunkte für eine geeignete Wahl bieten. Es ist zu beachten

1. der Zweck des Dampfes,
2. die Art des Betriebes,
3. die Erfordernisse der Beschaffenheit des Dampfes,
4. der vorhandene Raum,
5. die Art des vorwiegend zu benutzenden Brennstoffes.

Bezüglich des Zweckes des Dampfes ist bereits im ersten Paragraphen näheres ausgeführt. Immer ist zu untersuchen, ob der Dampf vorwiegend zum motorischen Betriebe, oder zu Kochzwecken, Heizzwecken, zur Mischung mit Wasser und zur Herstellung von Lösungen von Chemikalien oder endlich für Trockenanlagen gebraucht wird. Für den ersten und letzten der genannten Zwecke wird namentlich Dampf von hoher Spannung und möglichst trockner oder womöglich überhitzter Dampf mit Vorteil anzuwenden sein, während für die übrigen genannten Zwecke, häufig Abdämpfe von der Dampfmaschine oder auch Dampf von verhältnismäßig geringer Spannung, welcher auch feucht sein kann, Verwendung finden kann.

Bezüglich der Art des Betriebes hat man sich zu fragen, ob es sich bei der projektierten Kesselanlage, um eine möglichst gleichmäßige, während vieler Stunden andauernde Dampfentnahme, womöglich Tag- und Nachtbetrieb handeln wird, oder ob ein sehr wechselnder Dampfverbrauch bezüglich der Dampfmenge und bezüglich der Aufeinanderfolge und Zeitdauer der Entnahme vorauszusehen ist.

Die Beschaffenheit des Dampfes richtet sich ebenfalls nach dem Zwecke und ist zu beachten, daß, wie bereits unter 1. erwähnt, für motorischen Betrieb möglichst trockner, ja überhitzter Dampf gewünscht wird. Es kommt ferner hierbei für bestimmte chemische Prozesse die Temperatur des Dampfes bezw. die Spannung desselben in Frage und kann auch hierdurch die Wahl des Kesselsystemes bedingt sein, da man bei sehr hohen Drücken, z. B. über 10 Atm., und großer Dampfmenge im allgemeinen die Wasserröhrenkessel den anderen Systemen vorziehen wird.

Eine wichtige Frage ist ferner diejenige nach dem vorhandenen Raum. Sehr häufig ist der letztere, namentlich bei Erweiterungen vorhandener Dampfkesselanlagen, außerordentlich beschränkt und ist daher mit einer möglichst hohen Verdampfungsziffer bezogen auf den qm der vorhandenen Grundfläche zu rechnen. Aus diesem Grunde finden bei sehr beschränktem Raume namentlich die kombinierten Flammrohr- und Röhrenkessel[1] mit Vorliebe Anwendung, oder diejenigen

[1] Figur 13 p. 53.

Systeme, welche mit einer, durch eine künstliche Zirkulationsvorrichtung bewirkten verhältnismäßig hohen Ausnutzung der Heizfläche arbeiten.

Auch durch die Art des Brennstoffes endlich kann unter Umständen die Wahl des Kesselsystemes bedingt sein, wenn z. B. der Kessel mit Abgasen aus Flamm-, Schweiß, Puddel-, Schmelz- und anderen Öfen geheizt oder auch durch die brennbaren Abgase von Generatoren, z. B. Hochöfen, Koksöfen, Braunkohlendestillationsöfen (Schweelgase) betrieben werden soll oder wenn ein sehr feinkörniger, griesartiger oder selbst staubförmiger Brennstoff, z. B. auch die Abfälle aus Kohlenwäschen oder Holzabfälle oder sonstige kohlenstoffhaltige Abfallstoffe verbrannt werden sollen, in welchem Falle stets ein Kessel mit Vorfeuerung und besonders mit Treppenrostfeuerung Anwendung finden dürfte,[1] welcher jedoch wieder einen verhältnismäßig großen Raumbedarf bedingt. Gerade aus letzterem Beispiel ersieht man, daß nicht jedes System sich für jede Anlage in gleicher Weise eignet. Im großen und ganzen kann man folgende drei Hauptregeln aufstellen:

1. Bei gleichbleibender, ziemlich regelmäßiger Dampfentnahme und beschränktem Raume finden Wasserohrkessel mit Vorliebe Anwendung.
2. Bei sehr wechselnder Dampfentnahme und genügendem Raume sind Kessel mit großem Dampf- und Wasserraume, also Walzenkessel mit einem oder zwei Flammrohren beliebt.
3. Bei denselben Anforderungen, wie unter 2., jedoch sehr beschränktem Raume, wird man zu kombinierten Flammrohr- und Heizrohrkesseln greifen müssen.

§ 7. Die weitere Ausrüstung oder Armatur der Kessel.

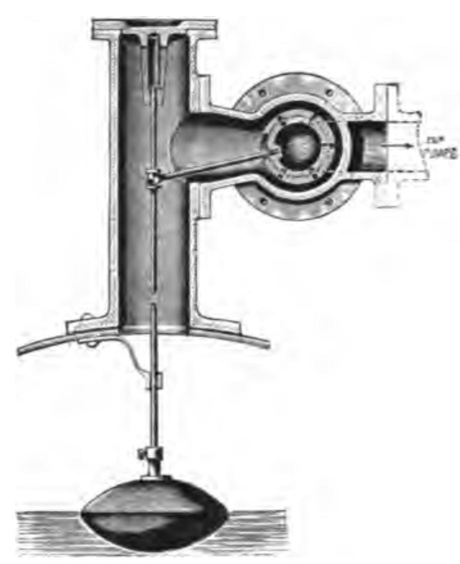
Man unterscheidet zwischen der sogenannten groben und feinen Armatur. Zur ersteren gehören alle jene Eisenteile, welche teils eingemauert werden, teils nachträglich eingesetzt werden, also: Die Roststäbe, das Feuergeschränk mit der Heiztür, die Mauerverankerungen, die Einsteigplatten und -Türen, die Kesselböcke, die Schieber im Fuchs, die Zugvorrichtung und Gegengewichte für die Bewegung des letzteren usw.

Zur letzteren gehören alle jene zur Sicherheit des Kessels erforderlichen Armaturen, welche gesetzlich vorgeschrieben sind, sowie jene Sicherheitsvorrichtungen, welche außerdem zur größeren Betriebssicherheit zulässig sind. Gesetzlich vorgeschrieben sind folgende acht Teile für jeden Dampfkessel.

1. ein Speiseventil (mit Rückschlagventil),
2. und 3. zwei voneinander unabhängige, zuverlässige Vorrichtungen zur Speisung des Kessels,
4. und 5. zwei voneinander unabhängige Vorrichtungen zur Erkennung des Wasserstandes im Inneren des Dampfkessels, welche mit einer Marke zur Kennzeichnung des für den Dampfkessel festgesetzten niedrigsten Wasserstandes versehen sind,
6. ein Sicherheitsventil,
7. ein Manometer, mit einer Marke für den höchsten zulässigen Dampfdruck (gewöhnlich einem roten, deutlich sichtbaren Strich, über welchen hinaus das Manometer nicht spielen darf),
8. Ein Fabrikschild an dem Dampfkessel mit Angabe der zulässigen höchsten Dampfspannung, des Namens des Fabrikanten des Kessels, der laufenden Fabriksnummer und des Jahres der Anfertigung desselben.

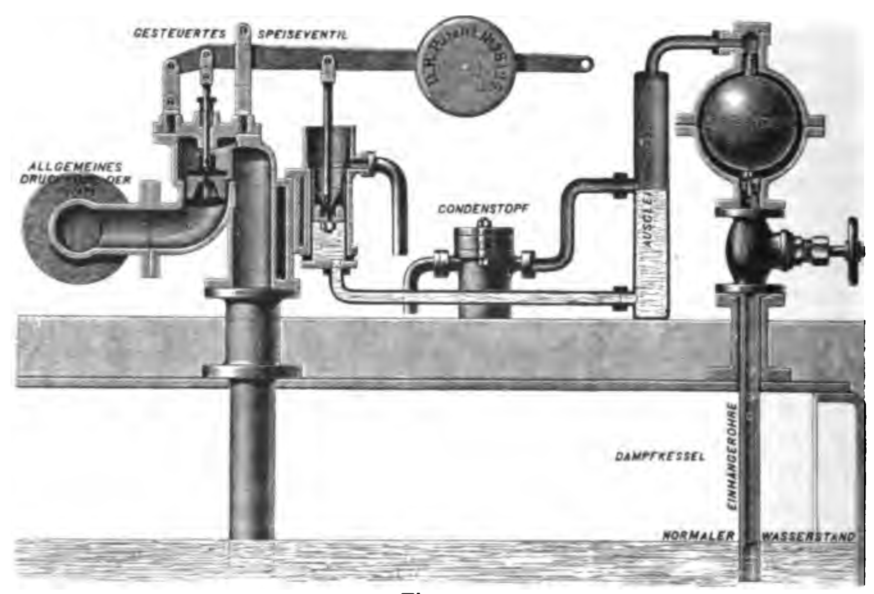
[1] Vergl. Tafel II und das oben p. 55 dazu Bemerkte.

Außer diesen gesetzlich vorgeschriebenen feinen Armaturen werden namentlich häufig selbsttätige Apparate angewandt, welche einerseits bei dem Sinken des Wasserstandes unter den normalen oder auch unter den tiefsten Wasserstand eine Dampfkesselspeisevorrichtung selbsttätig in Wirksamkeit setzen, andererseits in diesem Falle Alarmsignale ertönen lassen, wodurch der Kesselwärter auf das zu tiefe Sinken des Wasserstandes aufmerksam gemacht werden soll. Einige Vorrichtungen dieser Art seien im folgenden kurz beschrieben.



Figur 16.

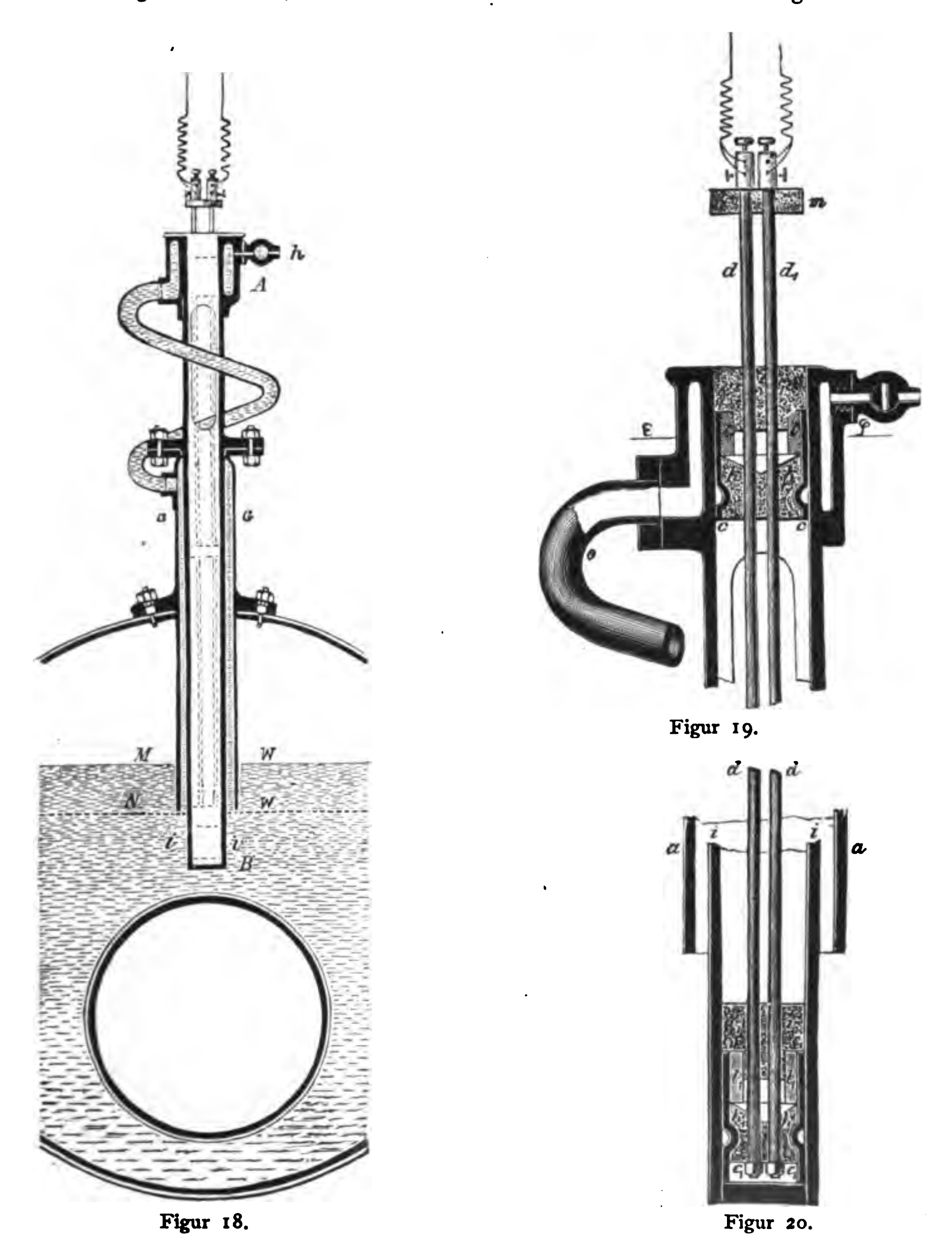
Bei dem in Figur 16 abgebildeten Speisewasserregler von WEINMANN & LANGE befindet sich auf dem Kessel ein mit dem Dampfraume in Verbindung stehendes Rohr, in welchem durch eine mittels eines Schwimmers bewegte Stange ein Ringschieber um einen bestimmten Betrag in einer zylindrischen Büchse verdreht werden kann. In der höchsten Stellung des Schwimmers sind die korrespondierenden Öffnungen des Schwimmers und des zylindrischen Gehäuses gegeneinander versetzt, also verschlossen, während bei der tiefsten Lage des Schwimmers dieselben, wie in der Figur gezeichnet, miteinander in Verbindung stehen, sodaß gespannter Kesseldampf durch den Ringschieber und eine besondere Leitung zur Dampfspeisepumpe strömen kann, dieselbe in Bewegung



Figur 17.

setzt und so lange Wasser in den Kessel pumpt, bis der normale Wasserstand wieder erreicht ist. Hierbei wird der Schwimmer wieder gehoben und der Ringschieber wieder so weit gedreht, daß der Dampfdurchlaß abgesperrt wird. Bei

dem selbsttätigen Dampfkesselspeiseapparat von F. W. Fischer, Figur 17, beruht die Wirkung im wesentlichen darauf, daß bei genügendem Wasserstand ein gesteuertes Speiseventil von der Druckleitung der Pumpe zum Dampfkessel geschlossen gehalten wird, während dasselbe im Moment der Gefahr geöffnet und



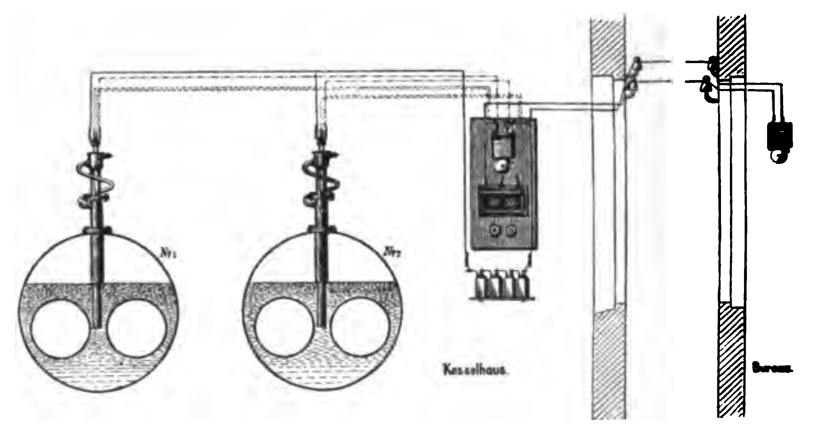
Figur 18. Figur 19. Figur 20.

hierdurch von der Pumpe bezw. einem unter Druck stehenden Wasserbehälter Speisewasser in den Kessel eingeführt werden kann. Sinkt nämlich der Wasserspiegel unter den normalen Wasserstand, so tritt in das von dem Steuerventilgehäuse in den Kessel führende Einhängerohr, welches vorher mit Wasser gefüllt war, Dampf ein. Das Gewicht des kugelförmigen Steuerventilschwimmers ist so

bemessen, daß derselbe, wenn das Gehäuse mit Wasser gefüllt ist, das am oberen Ende befindliche Ventil fest gegen seinen Sitz drückt, dagegen, sobald Dampf in das Gehäuse tritt, die Kugel sinkt, das Ventil öffnet und dem Dampf den Übertritt in das daneben befindliche Ausgleichsgefäß gestattet. Hierdurch wird auf die in demselben befindliche Sperrflüssigkeit (Wasser, Öl, Glyzerin oder dergl.) ein derartiger Druck ausgeübt und auf den an der Ventilstange angreifenden Kolben übertragen, daß hierdurch die Wirkung des auf dem einarmigen Hebel sitzenden Belastungsgewichtes ausgeglichen und das Wasserventil gehoben und geöffnet wird, worauf aus dem allgemeinen Druckrohr der Pumpe Wasser in den Kessel gelangen kann. Ist der Wasserspiegel wieder auf seinen normalen Stand gestiegen, so taucht das untere Ende des Einhängerohres in das Wasser ein, dasselbe wird jetzt wieder ganz mit Wasser gefüllt, also auch die Steuerventilkugel wieder gehoben und das Ventil geschlossen.

Die Einrichtung eines Universalsicherheitsapparates von R. Schwartzkopf ist aus den Figuren 18 bis 20 zu ersehen.

Figur 18 zeigt zunächst den Einbau desselben im Kessel, Figur 19 und 20 das obere und untere Ende desselben, Figur 21 die Anordnung derartig, daß



Figur 21.

in die Leitungen des Apparates Fernmeldeanlagen zwischen dem Kesselhaus und dem Kontor eingeschaltet sind. Das Wesentliche dieses Apparates besteht in dem, in den Wasserraum von außen hineinragenden in der Gegend des niedrigsten Wasserstandes unten offenen Rohr A, in welchem sich ein zweites mit der äußeren Luft verbundenes, aber unten geschlossenes Rohr $i\,i$ befindet. Durch den Dampfdruck des Kessels wird der Zwischenraum zwischen dem äußeren und inneren Rohr, sowie die an ersteres sich anschließende Dampfspirale e während des Betriebes mit Wasser gefüllt, welches sich an der Außenluft abkühlt. Sinkt der Wasserstand jedoch unter die in Figur 18 gekennzeichnete Marke des niedrigsten Wasserstandes, so fällt momentan das ganze im äußeren Rohre bis zur obersten Stelle hin enthaltene Wasser nach unten, worauf sich das Rohr a, die Spirale e und die obere Kammer, an welche letztere anschließt, mit heißem Dampf füllt. Das innere Rohr i, i enthält zwei Leiter d, d_1, welche für gewöhnlich durch die am oberen und unteren Ende befindlichen Nichtleiter v und k bezw. v_1 und k_1 voneinander isoliert sind. Zwischen v und k am oberen und unteren Ende ist je ein Ring l bezw. l_1 aus einer leicht schmelzbaren Metalllegierung eingeschaltet, deren oberer schmilzt, sobald der Kesseldampf durch die Schlange e in den oberen Raum (Figur 19) eintritt. Das geschmolzene Metall fließt in die konische Öffnung des Isolators k und stellt hierdurch einen Kontakt zwischen den Leitern

e und e_1 her, worauf das Warnsignal ertönt. Der am unteren Ende des Rohres *i* eingesetzte gleichfalls aus leicht schmelzbarer Metalllegierung bestehende Ring l_1 liegt dauernd im Unterwasserspiegel und tritt dann in Tätigkeit, wenn der Druck des Kessels, also auch die zugehörige Dampf- und Wassertemperatur eine bestimmte Maximalgrenze überschritten haben sollte, wobei in gleicher Weise, durch das in die konische Öffnung einfließende Metall der Strom geschlossen wird. Beide Sicherheitsvorrichtungen wirken somit völlig unabhängig voneinander, die obere beim Sinken des Wasserspiegels unter den zulässig tiefsten Stand, die untere bei der Überschreitung des höchsten Dampfdruckes bezw. der zugehörigen Dampftemperatur.

Im allgemeinen ist über die vorgenannten Apparate folgendes zu bemerken. Da dieselbe nur dann in Wirksamkeit treten, wenn der Wasserstand zu tief sinkt, was bei einigermaßen aufmerksamer Kesselbedienung überhaupt nicht vorkommt, so tritt sehr häufig der Übelstand ein, daß diese Apparate oft wochen- und monatelang gar nicht funktionieren, daher die beweglichen Teile derselben sich leicht festsetzen, festrosten oder festbrennen, jedenfalls aber in vielen Fällen im geeigneten Augenblicke versagen. Auch die elektrischen Vorrichtungen können häufig, gerade dann durch irgend welche Zufälligkeiten außer Wirkung treten, wenn ein Signal durch dieselben gegeben werden soll. Dies kann z. B. durch Verschmutzen oder Beschlagen oder Verrosten der elektrischen Kontaktflächen verursacht werden.

Es ist daher für das einigermaßen zuverlässige Wirken dieser Apparate unbedingt erforderlich, daß dieselben mindestens täglich oder doch wöchentlich einmal in Tätigkeit gesetzt werden. Andererseits bergen solche Apparate die große Gefahr in sich, daß die Kesselwärter sich zu sehr auf dieselben verlassen und namentlich nachts nicht genügend für rechtzeitige Speisung des Kessels Sorge tragen.

So empfehlenswert die genannten Apparate daher an und für sich sind, so können sie doch niemals einen pflichttreuen, zuverlässigen und geübten Kesselwärter oder dergl. entbehrlich machen und bleibt letzterer trotz aller solcher Vorsichtsmaßregeln nach wie vor die zuverlässigste „Sicherheitsvorrichtung“ für jeden Dampfkesselbetrieb.

§ 8. Die Untersuchung von Dampfkesseln.

Sowohl nach der Inbetriebsetzung neu aufgestellter Dampfkessel, als auch nach längerer Betriebsdauer vorhandener Kessel sind im ersteren Falle zur Beurteilung der Leistung des Dampfkessels, im letzteren Falle zur fortlaufenden Kontrolle der Gesamtanlage auf ihren Nutzeffekt oder Wirkungsgrad bezw. die Ausnutzung des Brennstoffes die Kessel einer Untersuchung zu unterwerfen.

Dieselbe hat sich im wesentlichen auf die Bestimmung des Brennmaterialverbrauches und der erzeugten Dampfmenge zu beschränken. Außerdem ist jedoch für genaue Untersuchungen eine Wärmeverteilung oder Wärmebilanz wünschenswert, für welche noch verschiedene andere Messungen erforderlich sind, so z. B. diejenige der Herdrückstände, ferner die Untersuchung der Zusammensetzung und Temperatur der Heizgase. Im nachfolgenden ist ein Schema für die Untersuchung von Dampfkesseln gegeben, welches auf Grund eines vom Berliner Dampfkesselrevisionsverein auf der Berliner Gewerbeausstellung im Jahre 1896 ausgeführten, sehr genauen Verdampfungsversuches aufgestellt ist. Hierbei ist zu bemerken, daß für jeden Versuch, welcher Anspruch auf Genauigkeit erheben will, in gleicher Weise zu verfahren ist und das nachstehende Schema daher als vorbildlich angesehen werden kann. In demselben sind zunächst die Resultate des Versuches in der üblichen Reihenfolge gegeben, hierauf die Wärmeverteilung, während sodann eine Zusammenstellung der zu messenden und zu berechnenden Werte zur leichteren Ausführung der Untersuchung gegeben ist, welche jedoch nicht in das eigentliche Versuchsprotokoll eines Versuches aufzunehmen ist. Letzteres schließt vielmehr mit V., Nr. 28, ab.

Schema für die Untersuchung von Dampfkesseln.

Leistungsversuch an einem Leinhass-Kessel mit zwangläufigem Wasserumlauf mittels Dubiau-Pumpe (D. R. P. Nr. 74865) im Hauptkesselhaus der Berliner Gewerbeausstellung 1896, ausgeführt vom Dampfkesselrevisionsverein Berlin.

		3. Sept. 1896	4. Sept. 1896
1. Datum des Versuchstages		3. Sept. 1896	4. Sept. 1896
2. Heizfläche des Kessels	qm	150,20	150,20
3. Rostfläche des Kessels	„	5,78	5,78
4. Heizfläche / Rostfläche	„	26,13	26,13
5. Dauer des Versuches	Stunden	$7^1/_6$	$8^1/_3$
I. Brennmaterial (Art desselben, Bezugsort, Grube).			
6. Kohlenverbrauch im ganzen	kg	4212	5215,5
7. Kohlenverbrauch auf 1 qm Rostfläche in der Stunde	„	101,70	108,30
8. Kohlenverbrauch auf 1 qm Heizfläche in der Stunde	„	3,91	4,17
9. Heizwert des Brennmaterials für 1 kg	W.E.	7095	6902
II. Herdrückstände.			
10. Schlacke und Asche im ganzen	kg	589,40	409,90
11. Schlacke und Asche in % der verheizten Kohlen	„	14,00	7,90
12. Gehalt der Rückstände an Kohlenstoff in	%	40,19	24,53
III. Heizgase, vor dem Rauchschieber.			
13. Kohlensäure	Vol.-Proz.	14,07	12,74
14. Sauerstoff	„	6,11	5,60
15. Kohlenoxyd	„	—	0,76
16. Stickstoff	„	79,92	80,90
17. Vielfaches der theoretischen Luftmenge		1,404	1,352
18. Temperatur der Heizgase	°C	355	375
19. Temperatur der Verbrennungsluft	„	21,4	25,6
20. Zugstärke	mm Wassersäule	15,1	15,8
IV. Speisewasser.			
21. Verdampfte Menge im ganzen	kg	30622	37522
22. Verdampfte Menge auf 1 qm Heizfläche in der Stunde	„	28,45	29,99
23. Temperatur des Speisewassers	°C	15,60	15,65
24. Dampfspannung	Atm.	9,46	9,45
25. Verdampfung eines kg Kohle von Wasser von 15,6 °C in Dampf von 9,45 Atm.	„	7,27	7,19
26. Verdampfung eines kg Kohle berechnet auf Speisewasser von 0° in Dampf von 100°	„	7,37	7,30

V. Wärmeverteilung (Bilanz).

	3. September 1896		4. September 1896	
	W.E.	%	W.E.	%
27. Nutzbar gemacht zur Dampfbildung (berechnet) W.E. bezw. %	4697	66,20	4647	67,33
28. Wärmeverluste:				
a) in den Herdrückständen (berechnet) W.E. bezw. %	450	6,33	115	2,25
b) durch den Schornstein (berechnet) W.E. bezw. %	1145	16,13	1299	18,82
c) durch verbrannte Gase (berechnet) W.E. bezw. %	—	—	35	0,57
d) durch Strahlung, Leitung usw. (Rest) W.E. bezw. %	803	11,34	766	11,03
Zusammen	7095	100,00	6902	100,00

Zu messende Werte.

A. **Brennstoff.** Menge (durch Wägung).
Heizwert (durch Analyse bezw. Kalorimeter einer Durchschnittsprobe).

B. **Herdrückstände.** Menge (durch nachträgliche Wägung der gesamten Schlacken und Achse).
Kohlenstoffgehalt (durch Analyse einer Durchschnittsprobe).

C. **Speisewasser.** Menge (a. durch Wägung),
(b. durch Messung, Schwimmer in Bassins, Wassermesser),
(c. aus der Pumpe, Hubzahl, Dimensionen).

NB. a) am Besten und Genauesten.
b) am Schlechtesten und Ungenauesten.

D. **Heizgase.** Analyse mit Orsat- oder ähnlichen Apparaten.

E. **Zugstärke.** Durch Zugmesser.

F. **Temperaturen.** Durch Thermometer bezw. Pyrometer.
a) Luft im Kesselhaus,
b) Heizgase (pyrometrisch) vor dem Rauchschieber,
c) Speisewasser,
d) Asche und Schlacke (unmittelbar nach Abzug aus dem Kessel),
e) des Betriebsdampfes (aus den Dampftabellen von ZEUNER, FLIEGNER, LANDOLT usw.).

Zu berechnende Werte.

A. Brennstoff für 1 qm Rostfläche und 1 qm Heizfläche stündlich.
B. Vielfaches der theoretischen Luftmenge.
C. Verdampfungsmenge in kg bezogen auf 1 kg Kohle stündlich (von der Temperatur des Speisewassers in Dampf von x Atm.).
D. Verdampfungsmenge in kg bezogen auf 1 kg Kohle stündlich (von 0° zu 100°).
E. Verdampfungsmenge in kg bezogen auf 1 qm Heizfläche stündlich.
F. Wärmeverteilung (siehe oben unter V.).

Zu dem vorstehenden Schema ist folgendes zu bemerken:

Das Verhältnis der in Nr. 27 angegebenen, zur Dampfbildung nutzbar gemachten Wärmemenge zu dem Heizwert des Brennstoffes Nr. 9 bezeichnet man als den Wirkungsgrad des Dampfkessels. Der erstere Wert wird gewöhnlich als die Verdampfungsmenge von 0° in 100° angegeben (vergl. D. der zu berechnenden Werte und Nr. 26 der Tabelle).

Beträgt z. B. der Dampfdruck 9,47 Atm. Überdruck (10,4 abs.), die Wassertemperatur $t_w = 11^\circ$ C, so ergibt sich die zugehörige Dampftemperatur nach den Tabellen für gesättigten Wasserdampf zu 181,01° und die zugehörige Verdampfungswärme zu 662 W.E. Sind nun 7,745 kg Wasser in der Stunde verdampft, so ergibt sich die Gesamtwärmemenge zu $7{,}745 \cdot (662-11) = 7{,}745 \cdot 651 = 5042$ W.E. Für die Verdampfung von 0° auf 100° sind für 1 kg 637 W.E. erforderlich, mithin ergibt sich die Dampfmenge zu $\frac{5042}{637} = 7{,}915$ kg. Der Wirkungsgrad des Kessels berechnet sich demnach zu $\eta_k = \frac{5042}{7198} \cdot 100 = 70{,}05\,\%$, worin der Heizwert des Brennstoffes = 7198 W.E. für 1 kg beträgt. Bezüglich der zu messenden Werte ist zu bemerken, daß für das Speisewasser die Ermittelung der Wassermenge durch Wägung im Sammelbehälter, aus welchem die Speisepumpe saugt, am genauesten ist. Zu diesem Zwecke ist vor dem Versuche ein Sammelbehälter bis zu einer bestimmten Marke zu füllen, sodann die Menge des in demselben abgewogenen Wassers zu notieren und nach beendigtem Versuche diejenige Wassermenge, welche zum Wiederauffüllen des Behälters bis zur bestimmten Marke erforderlich ist, in Abrechnung zu bringen.

Bei der Bestimmung der Wassermenge durch Messung ist ebenfalls ein möglichst genau zylindrisches Gefäß anzuwenden, dasselbe bis zu einer bestimmten Marke zu füllen und nach beendetem Versuche aus dem Höhenabstand des an-

fänglichen und schließlichen Wasserstandes die verbrauchte Wassermenge zu berechnen. Die Bestimmungen der Wassermenge aus der Speisepumpe, deren Hubzahl und Inhalt ist weniger genau und kann daher nur angewandt werden, wenn andere Hilfsmittel nicht vorhanden sind.

§ 9. Bestimmungen und Gesetze über Dampfkessel.

A. Reichsgesetze.[1]

a) Maßgebend für die Anlagen von Dampfkesseln sind die §§ 24, 25, 49 und 147 der Reichsgewerbeordnung vom 21. Juni 1869, bezw. 1. Januar 1873.

b) Hierzu kommen die allgemein polizeilichen Bestimmungen über die Anlegung von Dampfkesseln (Erlaß des Bundesrates auf Grund des § 24 der Reichsgewerbeordnung, gemäß Bekanntmachung des Reichskanzlers vom 5. August 1890). Dieselben enthalten folgende Hauptabschnitte:

I. Bau der Dampfkessel,
II. Ausrüstung der Dampfkessel,
III. Prüfung der Dampfkessel,
IV. Aufstellung der Dampfkessel,
V. Bewegliche Dampfkessel (Lokomobilen usw.),
VI. Schiffsdampfkessel,
VII. Allgemeine Bestimmungen.

c) Bestimmungen über die Genehmigung, Prüfung und Revision der Dampfkessel (nach einer Vereinbarung der verbündeten Regierung des Reiches in der Bundesratssitzung vom 3. Juli 1890).

B. Für Preußen gültig.

1. Preußisches Gesetz, den Betrieb der Dampfkessel betreffend (vom 3. Mai 1872).

2. Anweisung, betreffend die Genehmigung und Untersuchung der Dampfkessel (Erlaß des preußischen Ministers für Handel und Gewerbe vom 16. März 1892). Das letztere enthält:

I. Allgemeine Bestimmungen,
II. Anlegung der Dampfkessel,
III. Inbetriebsetzung der Dampfkessel,
IV. Prüfung nach einer Hauptausbesserung,
V. Regelmäßige technische Untersuchungen und
VI. Gebühren.

2. Kapitel.
Die Dampfmaschinen.

§ 1. Die Wirkungsweise des Dampfes in den Dampfmaschinen.

Die weitaus größte Anwendung findet der Dampf zur Krafterzeugung in den sogenannten Kolbendampfmaschinen, während er in neuerer Zeit auch in Dampfmaschinen mit rasch umlaufenden Rädern, den sogenannten Dampfturbinen, in täglich steigendem Maße nutzbar gemacht wird.

[1] Sämtliche in Betracht kommenden Reichs- und preußischen Landesgesetze, sowie die Anleitung zur Herstellung eines Antrages zur Aufstellung einer Kesselanlage, finden sich zusammengestellt in der recht empfehlenswerten Broschüre „Vorschriften, betreffend die Anlegung, Beaufsichtigung und den Betrieb von Dampfkesseln und Dampffässern.“ Verlag von Otto Hammerschmidt, Hagen in Westfalen. 1900. Preis 1 Mk.

Die erstere Klasse der Dampfmaschinen hat ihren Namen daher, daß in einem geschlossenen Zylinder eine kreisrunde Scheibe, der Dampfkolben, sich abwechselnd von dem einen nach dem anderen Ende hin und her bewegt und diese Bewegung durch den Zylinderdeckel hindurch nach außen auf das Triebwerk der Dampfmaschine überträgt. Während bei dem letzteren wie bei den Wasserturbinen durch eine oder mehrere aus düsenförmigen Öffnungen mit großer Geschwindigkeit ausströmenden Dampfstrahlen eine oder mehrere auf einer Achse sitzenden Räder in rasche Umdrehung versetzt werden.

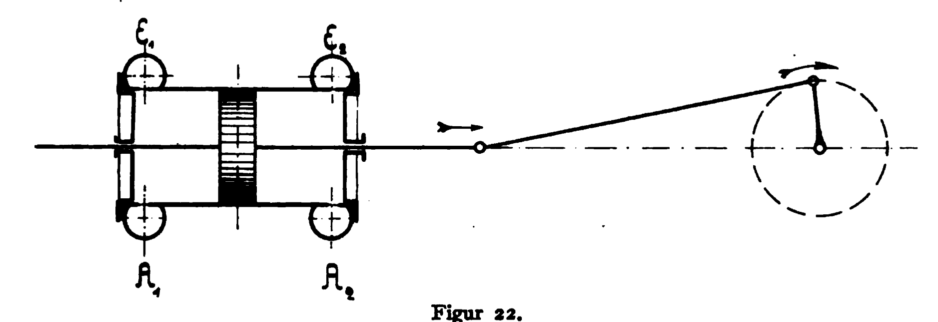
Während somit bei dem ersteren die hin- und hergehende Bewegung des Dampfkolbens erst durch das Triebwerk der Maschine in eine umlaufende oder drehende Bewegung umgesetzt werden muß, haben die Dampfturbinen den Vorzug, daß durch die Bewegung des Antriebsorganes direkt diese drehende Bewegung bewirkt wird.

A. Die Kolbenmaschinen.

Die in Figur 22 dargestellte schematische Figur eines Dampfzylinders mit seinem zugehörigen Triebwerk gestattet die Wirkungsweise des Dampfes im Dampfzylinder bei einer solchen Maschine genau zu verfolgen.

Es bezeichnet E_1 das hintere, E_2 das vordere Einlaßorgan des frischen Dampfes, A_1 das hintere und A_2 das vordere Auslaßorgan des verbrauchten Dampfes.

Denkt man sich das Organ E_1 (dasselbe kann entweder ein Schieber, oder ein Ventil oder ein Hahn oder ein ähnliches Absperrorgan sein) geöffnet, während



Figur 22.

gleichzeitig A_1 geschlossen ist, so strömt hinter dem Kolben frischer Dampf ein, welcher denselben hierdurch in der Richtung des Pfeiles nach rechts bewegt, da auf der anderen Kolbenseite sich nur Dampf befindet, welcher zur Ausströmung gelangt und daher nur einen geringen Gegendruck ausübt. Läßt man den Dampf während der ganzen Dauer des Kolbenweges oder Hubes einströmen, wie es bei den ältesten Dampfmaschinen der Fall war, so nennt man diese Wirkung des Dampfes Volldruck. Eine solche Wirkung ist jedoch außerordentlich unpraktisch und unsparsam, da die Haupteigenschaft des Dampfes, seine Expansionskraft nicht ausgenutzt wird.

Wird jedoch das Organ E_1 geschlossen, sobald der Kolben nur einen bestimmten Teil seines Hubes zurückgelegt hat, so findet die Dampfienströmung nur bis zu diesem Punkte statt, man nennt diese Periode die Einströmungs- oder Admissionsperiode, während welcher der Druck des Dampfes nahezu unverändert und je nach der Lage der Maschinen zum Dampfkessel nahezu gleich dem Kesseldruck ist. Nach Abschluß des Organes E_1 wirkt der im Zylinder enthaltene Dampf durch seine Ausdehnung (Expansion), indem sich bei zunehmendem Volumen der Druck allmählich verringert. Diese Expansion wird bis nahezu an das äußerste Ende des Kolbenhubes fortgeführt, worauf die Aus-

strömung des Dampfes durch das Organ A_1 beginnt, welche über die äußerste Endlage des Kolbens hinaus während des Rückgangs des Kolbens nach links andauert, bis derselbe fast wieder in seiner äußersten hinteren Stellung angelangt ist. Jetzt wird das Organ A_1 kurz vor dieser Endstellung abgeschlossen, so daß der noch im Zylinder enthaltene verbrauchte Dampf oder Abdampf bei der Weiterbewegung des Kolbens nach links derart verdichtet oder komprimiert wird, daß sein Druck nahezu den Anfangsdruck des frisch einströmenden Dampfes wieder erreicht.

Man unterscheidet also die folgenden vier Perioden:

1. Die Einströmungs- oder Admissionsperiode,
2. die Expansionsperiode,
3. die Ausströmungsperiode,
4. die Kompressionsperiode.

Genau dieselben Perioden finden auf der vorderen, rechten Zylinderseite durch richtiges Öffnen und Schließen der Organe E_2 und A_2 statt. Um letzteres zu bewirken, bedarf es besonderer Mechanismen, welche man die Steuerung der Dampfmaschinen nennt. Hierzu gehören demnach sowohl die Ein- und Auslaßorgane, Schieber, Ventile oder Hähne E_1, E_2 und A_1, A_2, als auch die von der Maschine in Bewegung gesetzten eigentlichen Steuerungsmechanismen, welche das rechtzeitige Öffnen und Schließen der Ein- und Auslaßorgane auf jeder Zylinderseite bei jedem Hube auszuführen haben.

Der durch die Organe A_1 und A_2 ausgelassene Dampf kann entweder in die äußere Atmosphäre ausströmen, in welchem Falle der Gegendruck auf der Abdampfseite des Kolbens etwas mehr als eine Atmosphäre beträgt.

Es ist jedoch klar, daß, da die auf den Kolben wirksame Kraft von dem Druckunterschiede auf beiden Kolbenseiten abhängt, es vorteilhaft ist, den Gegendruck nach Möglichkeit zu verringern. Ein sehr willkommenes Mittel hierzu bietet die Kondensation des Dampfes, wodurch die Druckdifferenz nahezu um 1 Atm. vergrößert wird, also auch die Arbeitsleistung der Dampfmaschine wesentlich vermehrt wird. Diese Kondensation des Abdampfes wird im besonderen, in der Nähe der Dampfmaschine aufgestellten Apparaten, den sogenannten Kondensatoren, ausgeführt.

In größeren Anlagen, wo mehrere an verschiedenen Punkten aufgestellte Dampfmaschinen vorhanden sind, leitet man den Abdampf aller Maschinen zu einer einzigen, sogenannten Zentralkondensationsanlage. In allen Fällen wird durch die Kondensation des Dampfes im zugehörigen Kondensator ein sehr geringer absoluter Druck, das sogenannte Vakuum, erzeugt, dessen Größe entweder in Zehntelatmosphären oder cm oder mm Quecksilbersäure angegeben wird. Über die Einrichtung der Kondensatoren wird das Nähere später ausgeführt werden.

Da, wie im vorstehenden nachgewiesen ist, die Leistung der Dampfmaschinen um so größer war, je größer der Druckunterschied zwischen beiden Kolbenseiten war, man jedoch zur Vermehrung der Leistung, sobald die Kondensation einmal mit hinzugezogen ist, an eine untere Grenze gebunden war, so sah man sich naturgemäß dazu veranlaßt, die obere Grenze zu erweitern, d. h. mit immer höherer und höherer Anfangsspannung des Dampfes zu arbeiten. Während bei den älteren Maschinen der Dampfdruck nicht über 3—4 Atm. hinaus ging, werden gegenwärtig je nach der Verwendung der Maschinen 8—10 Atm. bei stationären Dampfmaschinen, 12 Atm. und darüber bei Lokomotiven, 18 Atm. bei Schiffsmaschinen angewandt.

Näheres hierüber ist im obigen, allgemeinen Teil ausgeführt. Bei so hohem Dampfdrucke hat jedoch die Expansion in einem einzigen Zylinder seine Nachteile, welche sich folgendermaßen erklären. Nimmt man an, daß z. B. der Dampf mit einem Admissionsdruck von 12 Atm. in den Zylinder einströmt, was einer

Temperatur von ~ 187° C entspricht, so wird derselbe sich bei der Expansion auf 1 Atm. auf 100° abkühlen, was einem Temperaturunterschiede von etwa 90° C entspricht. Hierdurch wird auch eine starke Abkühlung des Dampfzylinders bewirkt, so daß der frisch einströmende Dampf bei der Berührung mit den verhältnismäßig kühleren Zylinderwandungen Kondensationsverluste infolge der Wärmeabgabe an die letzteren erhalten würde. Wird dagegen die Expansion statt in einem Zylinder in zwei oder drei Zylindern ausgeführt, so ist der Spannungs- und auch Temperaturabfall in jedem Zylinder wesentlich geringer und ist hierdurch eine bedeutend bessere Wärmeausnutzung des Dampfes infolge der viel geringeren Wärmeabgabe an die Zylinderwandungen gegeben.

Man unterscheidet bei diesen Maschinen mit mehrfacher Expansion oder Verbundmaschinen sogenannte Zweifach-, Dreifach- und selbst Vierfach-Verbundmaschinen. Am häufigsten finden sich die beiden ersteren Systeme.

Da bei der Expansion im ersten, oder sogenannten Hochdruckzylinder das Volumen des Dampfes sich vergrößert, so muß der zweite oder Niederdruckzylinder wesentlich größer als der erstere sein, um noch eine weitere Expansion seines Füllungsvolumens, welches somit dem Endvolumen des Hochdruckzylinders entspricht, auf atmosphärischen oder Kondensatordruck zu ermöglichen. Bei Dreifach-Verbundmaschinen wirkt der Dampf nacheinander in einem Hochdruck, einem oder zwei Mitteldruckzylindern und einem Niederdruckzylinder, welch letzterer fast immer mit dem Kondensator verbunden ist. Beträgt z. B. die Kesselspannung oder die Admissionsspannung 12 Atm. und ist ein Kondensator vorhanden, so daß also ein Gesamtdruckgefälle von 13 Atm. zur Verfügung steht, so ist die Gesamtleistung, welche mit einer bestimmten Anfangsfüllung bei diesem Druckgefälle ausführbar ist, in gleicher Weise auf die drei Arbeitszylinder zu verteilen.

Da es nicht immer möglich ist, das aus dem Hochdruckzylinder ausströmende Dampfvolumen direkt in den Niederdruckzylinder überzuführen, weil die Kurbeln beider Dampfzylinder bei zwei Zylindern meistens um etwa 90°, bei drei Zylindern meistens um etwa 120° gegeneinander verstellt sind, so wird zur Aufnahme des Dampfes für die Zwischenzeit zwischen dem Austritt aus dem Hoch- und dem Eintritt in den Niederdruckzylinder, bezw. zwischen dem Hoch- und Mitteldruck- und zwischen dem Mittel- und Niederdruckzylinder ein sogenannter Aufnehmer (Receiver) eingeschaltet, dessen Volumen mindestens gleich dem Volumen jenes Zylinders sein muß, aus welchem ihm der Dampf zuströmt.

B. Die Dampfturbinen.

Wie bereits einleitend bemerkt war, unterscheiden sich diese Maschinen von den Kolbendampfmaschinen prinzipiell dadurch, daß bei ihnen der Dampf durch eine oder mehrere Düsen oder Leitkanäle gegen ein, um eine horizontale oder vertikale Achse drehbares Rad strömt, welches hierdurch in rasche Umdrehung versetzt wird und seine Arbeit direkt oder indirekt durch Zwischenräder auf eine Antriebswelle überträgt.

Es wird hierdurch der umständliche Bewegungsmechanismus für die Übertragung der hin- und hergehenden in eine drehende Bewegung bei den Kolbenmaschinen vollständig vermieden. Die Wirkungsweise des Dampfes in diesen Turbinen ist eine doppelte und ist hierüber weiter unten Näheres ausgeführt.

§ 2. Die indizierte oder Zylinderleistung und deren Berechnung.

Man versteht unter der indizierten Leistung die vom Dampfe im Zylinder der Maschine bei der Verschiebung des Kolbens verrichtete Arbeit.

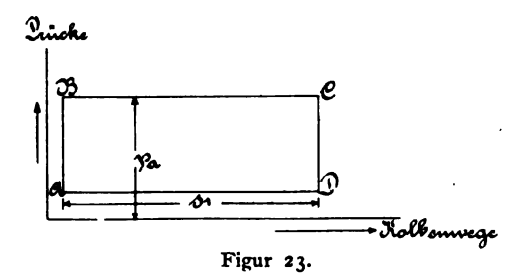
Hinsichtlich der Wirkungsweise des Dampfes kann man nun, wie bereits erwähnt, drei verschiedene Arten unterscheiden:

1. Die Volldruckwirkung,
2. die Wirkung durch Expansion ohne Kondensation, und
3. die Wirkung durch Expansion mit Kondensation.

Um sich die Vorgänge im Inneren des Dampfzylinders möglichst klar zu veranschaulichen, bedient man sich sogenannter Dampfdruckdiagramme oder Spannungsschaubilder, auch Indikatordiagramme genannt. Dieselben geben über die Spannungen vor und hinter dem Kolben für jede Kolbenstellung Aufschluß. Zur Beurteilung der Leistung im Betriebe befindlicher Dampfmaschinen wird das Diagramm von einem, an dem Dampfzylinder am vorderen und hinteren Ende anzubringenden Instrumente, dem sogenannten Indikator, selbsttätig aufgezeichnet. Andererseits läßt sich für eine neu zu berechnende Maschine aus einem zu entwerfenden Indikatordiagramme die Leistung der Maschine berechnen. Die Aufzeichnung eines solchen Diagrammes erfolgt derartig, daß die Kolbenwege als Abszissen, die Dampfdrücke als Ordinaten in einem rechtwinkeligen Koordinatensysteme aufgetragen werden.

1. Volldruckwirkung.

In Figur 23 ist ein solches Volldruckdiagramm dargestellt. Da der Druck fortwährend konstant ist, so verläuft die obere Drucklinie parallel zur Abszissenachse und stellt die Rechteckfläche $ABCD$ auf dem Kolbenwege s_1 die Dampfleistung dar. Am Ende des Kolbenhubes s_1 strömt somit der Dampf nach beendeter Leistung mit dem vollen Anfangs- oder Admissionsdruck p_a aus dem



Figur 23.

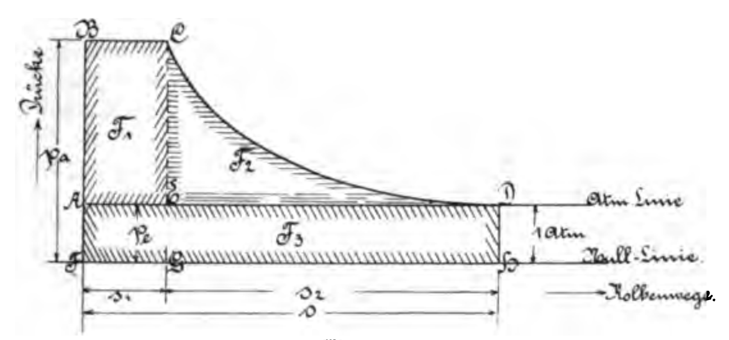
Zylinder wieder aus. Die ganze dem Druckunterschied zwischen dem Dampfdruck und dem Atmosphärendruck entsprechende Leistung geht infolgedessen verloren und ist diese Art der Dampfwirkung daher völlig unökonomisch und findet daher auch keine Anwendung mehr. Sie ist jedoch die älteste Form der Ausnutzung des Dampfes in den Dampfmaschinen gewesen.

2. Expansionswirkung ohne Kondensation.

Um die Spannkraft des Dampfes völlig auszunutzen, ist es richtig, denselben während des Kolbenvorganges expandieren zu lassen, indem bei zunehmendem Volumen sein Druck sinkt. Die günstigste Wirkung wird naturgemäß dann erzielt, wenn die Expansion bis auf den atmosphärischen Druck ausgedehnt wird.

Figur 24 stellt ein solches Expansions-Indikatordiagramm schematisch dar. Dasselbe zerfällt in die Flächen $F_1 = FBCG$, $F_2 = CDHG$ und $F_3 = FADH$. Der Admissionsdruck ist mit p_a, der Druck auf der gegenüber liegenden Kolbenseite, welcher dem vorschreitenden Kolben entgegenwirkt und als Gegendruck bezeichnet wird, mit p_e bezeichnet. Während des Kolbenweges s_1 findet die Einströmung des Dampfes in den Zylinder statt und ist daher der Druck konstant $= p_a$. Vom Punkte C bis zum Punkte D findet nach Abschluß der Dampf-

einströmung die Expansion des Dampfes statt, wobei der Druck von p_a auf p_e sinkt. Beim Rückgang des Kolbens muß der Dampf, welcher noch die Gegendruckspannung p_e besitzt, aus dem Zylinder entfernt werden, wobei eine bestimmte Arbeitsleistung verloren geht. Die ganze Arbeit setzt sich daher zusammen



Figur 24.

aus den Flächen F_1, F_2 und F_3, wobei die Flächen immer von der Null-Linie aus gerechnet zu denken sind.

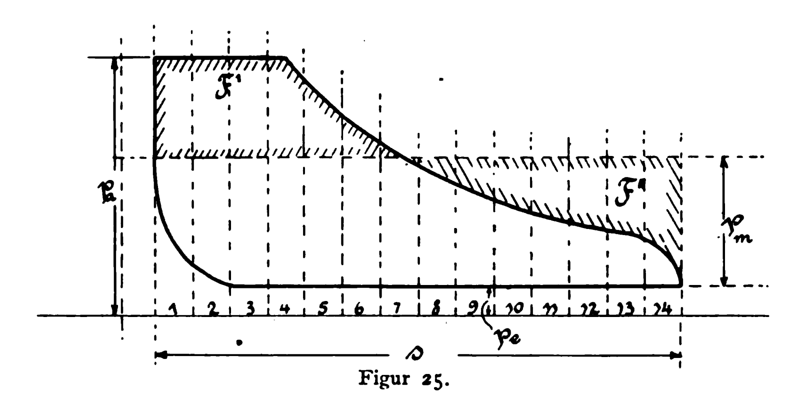
Da die Fläche F_3 einen Arbeitsverlust darstellt, so ist dieselbe in Abzug zu bringen und erhält man folgende Gleichung:

$$L = F_1 + F_2 - F_3 \quad .$$

Die Flächen F_1 und F_3 sind als Rechtecke leicht zu berechnen und zwar ist

$$F_1 = p_a \cdot s_1 \,, \qquad F_3 = p_e(s_1 + s_2) \quad \text{oder} \quad = p_e \cdot s \quad .$$

Nur die Berechnung der Fläche F_2 macht Schwierigkeiten, da zu derselben die Beziehungen zwischen der Abnahme des Dampfdruckes und der Zunahme des Kolbenvolumens für jede Kolbenstellung oder der Verlauf der sogenannten Expansionslinie CD bekannt sein müßte. Letzteres ist jedoch nur annäherungs-



Figur 25.

weise der Fall. Um diese Schwierigkeit zu umgehen, hat man einen höchst sinnreichen und einfachen Weg gewählt, indem man die Expansionsleistung zurückführt auf eine Volldruckleistung von geringerem Anfangsdruck oder, indem man das Indikatordiagramm in ein Rechteck verwandelt, dessen mittlere Höhe p_m zwischen dem Admissionsdruck und dem Enddruck der Expansion oder dem Gegendruck liegt.

In Figur 25 ist diese Verwandlung dargestellt und ergibt sich aus derselben sofort, daß während des ersten Teiles des Kolbenhubes ein Arbeitsüber-

schuß (Fläche F') über die mittlere Arbeit vorhanden ist, während in der zweiten Hälfte des Kolbenhubes eine gleich große Fläche F'' ausgefüllt werden muß. Die beiden Flächen F' und F'' sind somit gleich. Die Verwandlung des Diagrammes in ein Rechteck kann zeichnerisch dadurch erfolgen, daß man den Gesamtinhalt des Diagrammes durch Zerlegung in eine möglichst große Anzahl kleiner lotrechter Streifen, wie es in der Figur schematisch angedeutet ist, berechnet, wobei jede Einzelfläche (1—14 der Figur) als ein kleines Rechteck oder ein Trapez anzusehen und zu berechnen ist. Aus der Summe sämtlicher Flächen erhält man den Gesamtinhalt. Wird derselbe durch die im Maßstabe des Diagrammes gemessene Kolbenhublänge s dividiert, so erhält man den mittleren Dampfdruck p_m, welcher dann zur Berechnung der Dampfleistung dient.

Rascher und genauer ermittelt man jedoch den mittleren Dampfdruck p_m aus einem Diagramm durch Planimetrierung der Fläche mit Hilfe eines Flächenmeßinstrumentes oder Planimeters, welches im bestimmten Maßstabe den Gesamtinhalt der Fläche in Quadratmillimetern angibt. Wird dieselbe wieder durch die Länge des Diagrammes (s) dividiert, so erhält man auch hierdurch den mittleren Dampfdruck p_m.

Die indizierte Leistung der Maschine wird nun folgendermaßen hieraus berechnet. Da der Druck p_m in Atm. oder kg/qcm gegeben wird, so ist auch die wirksame Kolbenfläche F in qcm in Rechnung zu setzen. Die letztere berechnet sich aus dem Durchmesser des Kolbens D und dem Durchmesser der Kolbenstange d nach der Gleichung

$$F = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} - d^2 \frac{\pi}{4}$$

in qcm, wobei aber die letztere Fläche auf der Hinterseite des Kolbens nur dann in Abzug zu bringen ist, wenn die Kolbenstange nach hinten durchgeführt ist.

Der Gesamtdruck P auf dem Kolben ist somit $P = F \cdot p_m$. Bei einem Kolbenhube von der Länge s, welcher jedoch in Metern einzusetzen ist, da die Arbeit in mkg angegeben wird, verrichtet der Kolben daher die Arbeit $L_1 = P \cdot s = F \cdot s \cdot p_m$. Beim Rückgange wird dieselbe Arbeit geleistet, mithin ist die Arbeit bei einem Hin- und Hergange oder einem Doppelhube oder einer Umdrehung der Dampfmaschinenkurbel $L_2 = 2 \cdot L_1 = 2 \cdot F \cdot s \cdot p_m$. Die Arbeit in einer Minute berechnet sich daher bei n Umdrehungen in derselben zu $L_3 = n \cdot 2 \cdot F \cdot s \cdot p_m$, mithin in einer Sekunde zu:

$$L_4 = \frac{2 \cdot F \cdot s \cdot n \cdot p_m}{60} = \frac{F \cdot s \cdot n \cdot p_m}{30} \text{ in mkg} \quad .$$

Da die Leistung jedoch in der größeren Einheit, nämlich in PS ausgedrückt werden soll, so ist obiger Wert noch durch 75 zu dividieren und man erhält endlich die Gleichung

$$N_i = \frac{F \cdot s \cdot n}{30} \cdot \frac{p_m}{75} \text{ in PS} \quad .$$

Diese Gleichung gestattet für eine vorhandene Maschine die Leistung zu berechnen, wenn der Kolbendurchmesser D in cm, der Kolbenhub s in m, die Tourenzahl oder Umdrehungszahl n in der Minute und der mittlere Dampfdruck p_m in kg/qcm bekannt sind. Eine andere Schreibweise der Gleichung führt die mittlere Kolbengeschwindigkeit in die Rechnung ein. Da der Weg des Kolbens bei einem Hingange s, bei einem Doppelhub $2 \cdot s$, in der Minute $n \cdot 2 \cdot s$ und in der Sekunde, also die mittlere Geschwindigkeit $c = \frac{n \cdot 2 \cdot s}{60} = \frac{s \cdot n}{30}$ beträgt, so kann man die obige Gleichung auch schreiben:

$$N_i = F \cdot c \cdot \frac{p_m}{75} \quad ,$$

worin

$$c = \frac{s \cdot n}{30}$$

die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist.

Nach den im ersten Teile entwickelten Gleichungen war die Expansionsarbeit eines Gases berechnet zu

$$L = \frac{p \cdot v}{k-1}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{k-1}\right] \text{ in mkg} \quad .$$

Hierin ist für k zu setzen: $k = 1{,}033 + 0{,}1 \cdot x$ für gesättigten Dampf, worin x die Dampfmenge in 1 kg Dampf bezeichnet. Für $x = 1$ ist z. B. $k = 1{,}033 + 0{,}1 = 1{,}133$. Für überhitzten Dampf gilt nach ZEUNER die Gleichung:

$$p \cdot v + C \cdot p^{\frac{n-1}{n}} = R \cdot T \quad ,$$

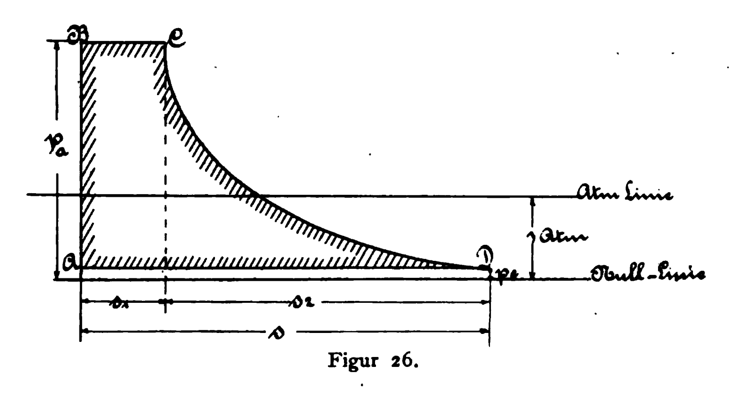
worin $C = 0{,}1925$, $R = 0{,}00509$ und $n = 1{,}333$ zu setzen ist. Hieraus folgt die Gleichung:

$$L = \frac{p \cdot v}{0{,}333}\left[1 - \left(\frac{v}{v_1}\right)^{0{,}333}\right] \text{ in mkg} \quad .$$

Für die Berechnung neu zu konstruierender Dampfmaschinen ist die mittlere indizierte Spannung p_m aus der Gleichung $p_m = f \cdot p_a - f' p_e$ zu berechnen, worin f und f' sogenannte Spannungskoeffizienten bezeichnen, welche von dem Füllungsgrade der Maschine, d. h. dem Verhältnis $\frac{s_1}{s}$ (Figur 24) oder dem Verhältnis des Kolbenhubes während der Dampfeinströmung oder Admission zum ganzen Kolbenhube abhängig sind und aus besonderen Tabellen entnommen werden können. Es würde zu weit führen, auf diese Berechnungen hier näher einzugehen.[1]

3. Expansionswirkung mit Kondensation.

Das Diagramm einer solchen Maschine ist in Figur 26 schematisch dargestellt und unterscheidet sich von dem Diagramme der Expansionsmaschine



Figur 26.

ohne Kondensation nur dadurch, daß der Enddruck der Expansion unter der atmosphärischen Linie liegt, die Expansion also viel weiter getrieben ist, als bei

[1] Näheres siehe u. a. Hilfsbuch f. den Maschinenbau von Prof. FR. FREYTAG. Berlin. J. Springer. 1904. p. 606 ff.

der Expansionswirkung ohne Kondensation. Auch hier erfolgt die Berechnung des mittleren Dampfdruckes genau in derselben Weise, wie bei der Expansionswirkung ohne Kondensation und ist der gefundene mittlere Dampfdruck p_m in die obige Gleichung für die indizierte Leistung einzusetzen. Es ist klar, daß bei gleichem Füllungsverhältnis $\frac{s_1}{s}$ und gleichem Admissions- oder Anfangsdruck p_a die Leistung bei Expansionswirkung mit Kondensation um ein beträchtliches größer sein wird, als ohne dieselbe, oder daß umgekehrt bei gleichen Zylinderabmessungen im letzteren Falle dieselbe Leistung mit einer geringeren Füllung, also auch einer geringen Dampf- und Brennstoffmenge erzielt werden kann. Hierin liegt der wesentliche Vorteil der Kondensationsmaschine gegenüber den Maschinen ohne eine solche und ist die Anwendung der Kondensation daher überall dort zu empfehlen — selbst wenn die einmaligen Anschaffungskosten der Dampfmaschine sich infolge der erforderlichen Beschaffung des Kondensators, der Luft- und Wasserpumpe höher als bei einer gleich großen Maschine ohne Kondensation stellen sollten — wo das zur Kondensation des Dampfes erforderliche Kühlwasser in genügender Menge vorhanden ist, welches, wie oben (p. 40, Z. 2) mitgeteilt war, etwa das 20—30fache des Dampfgewichtes beträgt.

4. Expansionswirkung in zwei oder mehreren Zylindern.

Die Berechnung der indizierten Leistung einer Verbundmaschine, bei welcher der Dampf nacheinander in zwei oder mehreren Zylindern expandiert, erfolgt genau in derselben Weise, wie es unter 2. und 3. ausführlich beschrieben ist, indem von jedem Zylinder die indizierten Leistungen besonders mit Hilfe an denselben abgenommener Indikatordiagramme berechnet werden, und hierauf die Summe der Einzelleistungen der Zylinder gebildet wird. An einem Beispiel soll diese Berechnung erläutert werden.

Die beiden folgenden Tabellen I und II sind den amtlichen Versuchsresultaten entnommen, welche an einer, von der Firma A. Hering in Nürnberg für das städtische Elektrizitätswerk in Mannheim gelieferten Überhitzeranlage erhalten wurden.

In Tabelle I sind die Beobachtungswerte der Dampfmaschine beim ersten Versuche enthalten, während in Tabelle II die gesamten Versuchsergebnisse an der Dampfmaschine zusammengestellt sind. Bei dem ersten Versuch waren 25 Diagramme genommen worden, deren Mittelwerte am Fuß der Tabelle angegeben sind. Die unter der Tabelle angeführten Federmaßstäbe dienen dazu, den mittleren Dampfdruck zu berechnen, da für die verschiedenen Drucke verschiedene Federn in den Indikatoren vorhanden sind.[1]

Für den Hochdruckzylinder entsprach eine Höhe des Diagrammes von 5 mm einem Drucke von 1 kg, im Niederdruckzylinder (Kondensation), die Höhe von 25 mm im Diagramm einem Drucke von 1 kg.

Es soll nun die Berechnung für den Versuch Nr. 1 vom 22. April 1902 durchgeführt werden.

A. Hochdruckzylinder.

a) Kurbelseite (abzüglich des Kolbenstangenquerschnittes)

$$F = 60^2 \frac{\pi}{4} - 15^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 2650{,}71 \text{ qcm}$$

$p_m = 3{,}016$ kg/qcm

mittlere Umdrehungszahl in der Minute $= 83{,}1$

Kolbenhub $s = 1{,}3$ m

$$N_i = \frac{F \cdot s \cdot n}{30} \cdot \frac{p_m}{75} = \frac{2650{,}71 \cdot 1{,}3 \cdot 83{,}1}{30} \cdot \frac{3{,}016}{75} = 383{,}85 \text{ PS}.$$

[1] S. weiter unten, § 3, Der Indikator usw.

Tabelle I.

Beobachtungswerte: Dampfmaschine.

22. April 1902. — Betrieb mit Überhitzung.

Laufende Nr.	Zeit	Planimeterablesungen: Hochdruckzylinder D. S.	Hochdruckzylinder K. S.	Niederdruckzylinder D. S.	Niederdruckzylinder K. S.	Dampfdruck: Maschine	Dampfdruck: Receiver	Temperaturen Dampf: Eintritt in die Maschine	Temperaturen Dampf: Austritt aus dem Überhitzer	Einspritz-Wasser	Ausguß-Wasser	Vakuum cm
1	11^{20}	234	243	302	305	9,5	0,25	266	280		25	71
2	11^{40}	225	237	292	301	9,9	0,20	268	290			71
3	12	237	245	298	307	9,7	0,23	268	288		25	71
4	12^{20}	239	250	302	310	9,7	0,24	268	290			71
5	12^{40}	237	246	297	303	9,5	0,22	270	296			71
6	1	234	247	295	300	9,8	0,20	265	276			71
7	1^{20}	234	250	296	301	9,6	0,21	265	278			71
8	1^{40}	251	260	321	325	9,3	0,31	268	298			71
9	2	235	248	293	295	10	0,21	291	320		25	71
10	2^{20}	256	267	326	324	9,5	0,31	276	295			71
11	2^{40}	263	275	334	334	9,4	0,34	276	290			71
12	3	244	247	314	311	8,6	0,29	265	290		26	71
13	3^{20}	247	253	315	318	8,7	0,26	265	285			71
14	3^{40}	243	252	327	328	8,5	0,33	260	284		26	71
15	4	240	247	312	314	9,0	0,30	263	288	15	26	71
16	4^{20}	240	250	308	310	9,1	0,25	265	290			71
17	4^{40}	240	250	307	310	9,3	0,26	268	292		26	71
18	5	237	246	308	307	9,5	0,25	272	290		26	71
19	5^{20}	246	257	313	318	9,5	0,30	271	290		26	71
20	5^{40}	250	260	317	323	9,4	0,30	270	290			71
21	6	246	260	314	320	9,5	0,30	273	290		26	71
22	6^{20}	244	260	314	308	9,5	0,20	270	288		27	71
23	6^{40}	225	235	312	322	8,6	0,40	259	290			71
24	7	230	241	300	307	8,9	0,24	260	290		27	71
25	7^{20}	247	260	316	323	8,8	0,33	260	290			71
Summe .		6024	6286	7733	7824	232,6	6,73	6702	7238		311	
Mittelwert . .		241	251,4	309,3	313	9,3	0,27	268	289,5	15	26	71
Mittlerer Druck .		2,892	3,016	0,742	0,751							

D. S. = Deckelseite. — K. S. = Kurbelseite. — Planimeter-Konstante = 0,06. — Federmaßstab für den Hochdruckzylinder 1 kg = 5 m/m; Federmaßstab für den Niederdruckzylinder 1 kg = 25 m/m.

b) Deckelseite (Kolbenstange geht nicht durch)

$$F = 60^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 2827{,}43 \text{ qcm}$$

$$p_m = 2{,}892$$

n, s wie vorher

$$N_i = \frac{2827{,}43 \cdot 1{,}3 \cdot 83{,}1}{30} \cdot \frac{2{,}892}{75} = 388{,}1 \text{ PS}$$

B. Niederdruckzylinder.

Kurbel- und Deckelseite in den Querschnitten gleich,

p_m (Deckelseite) = 0,742 kg/qcm

p_m (Kurbelseite) = 0,751 kg/qcm

im Mittel = (0,742 + 0,751) : 2 = 0,7465 kg/qcm

Tabelle II.
Ergebnisse der Versuche: Dampfmaschine.

Lfd. Nr.	Bezeichnung	Betrieb mit Überhitzung		Betrieb ohne Überhitzung		Betrieb mit Überh.	Betrieb ohne Überh.
		1902	1902	1902	1902	1902	1900
1	Versuchstag	22. April	23. April	24. April	25. April	26. April	26. April
2	Versuchsdauer . . in Minuten	493	480	485	492	265	19
3	Mittlere Umdrehungszahl . .	83,1	83,07	83,1	83,1	83,1	82,9
4	Mittlere indizierte Leistung des Hochdruckzylinders in P. S.	388,1	422,0	403,2	403,2	467,5	428,3
5	Mittlere indizierte Leistung des Niederdruckzylinders in P. S.	282,6	299,6	315,6	309,3	332,2	364,5
6	Mittlere indizierte Gesamtleistung in Pferdestärken . .	670,7	721,6	718,8	712,5	799,7	792,8
7	Mittlere Dampfspannung am Hochdruckzylinder Atm. Überdruck	9,3	9,78	10	10,16	10	8,4
8	Mittlere Dampfspannung im Receiver . . Atm. Überdr.	0,27	0,30	0,41	0,36	0,144	0,164
9	Mittleres Vakuum . . . cm	71	71	71	71	70	70
10	Mittlere Temperatur d. Dampfes an der Maschine . . °Cels.	268	280	—	—	283	—
11	Mittlere Temperatur des Einspritzwassers . . . °Cels.	15	16	15,5	15	—	—
12	Mittlere Temperatur des Ausgußwassers . . . . °Cels.	26	27	28	27,9	27	—
13	Dampfverbrauch per indizierte Pferdekraftstunde einschließlich Leitungskondensat. kg	5,73	5,58	6,78	6,82	5,30	—
14	Dampfverbrauch per indizierte Pferdekraftstunde einschließlich Leitungskondensat, umger. auf gesättigten Dampf . kg	6,18	6,06	—	—	5,75	—
15	Kohlenverbrauch brutto pr. ind. Pferdekraftstunde . . . kg	0,74	0,772	0,875	0,873	0,716	—
16	Kohlenverbrauch brutto bezogen auf den mittleren Heizwert 7130 W.E. . . kg	0,747	0,752	0,906	0,855	—	—

Lfd. Nr.	Maschinenabmessungen nach Angabe der Betriebsleitung des Elektrizitätswerkes Mannheim.
17	Durchmesser des Hochdruckzylinders . . = 600 m/m
18	Durchmesser der Kolbenstange (einseitig) . . = 150 m/m
19	Durchmesser des Niederdruckzylinders . . = 1020 m/m
20	Durchmesser der Kolbenstange = 190 m/m
21	Gemeinsamer Hub = 1300 m/m

Die Kohlenersparnis am 22. und 23. April beim Betriebe mit überhitztem Dampf beträgt in Prozenten des Verbrauchs vom 24. und 25. April beim Betriebe mit gesättigtem Dampf, im Mittel 14,9 %.

Die Kohlenersparnis am 23. April (höchster Verbrauch) beim Betriebe mit überhitztem Dampf, beträgt in Prozenten des Verbrauchs vom 25. April (geringster Verbrauch) beim Betriebe mit gesättigtem Dampf = 12,1 %.

$$F = 102^2 \frac{\pi}{4} - 19^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 7887{,}75 \text{ qcm}$$

n, s wie vorher

$$N_i = \frac{7887{,}75 \cdot 1{,}3 \cdot 8{,}31}{30} \cdot \frac{0{,}7465}{75} = 282{,}6 \text{ PS} \;.$$

Gesamtleistung: Hochdruckzylinder: $\frac{383{,}85 + 388{,}1}{2} = 385{,}98$

Niederdruckzylinder: $= 282{,}6$

Gesamtleistung: 668,58 PS .

In der Tabelle II ist dieselbe etwas größer, 670,7 PS unter Nr. 6 angegeben, welche Abweichung darin seinen Grund hat, daß für die Leistung des Hochdruckzylinders der Wert 388,1 PS angesetzt ist, welcher jedoch nur für die Deckelseite gilt, während derselbe für die Kurbelseite sich zu 383,85 PS berechnet, also der wirkliche Mittelwert aus beiden Werten nur 385,98 PS beträgt.

Ein weiterer Verdampfungs- und Leistungsversuch an einer, von der Ascherslebener Maschinenbau-Aktien-Gesellschaft gebauten Tandemheißdampfmaschine von 510/1060 mm Gliederdurchmesser, 1000 mm Kolbenhub bei 90 Umdrehungen in der Minute soll im folgenden noch mitgeteilt werden.

Die Ausführung und Leitung des Versuchs hatte der Sächsische Dampfkesselrevisionsverein, Nebenstelle Reichenbach i/V., übernommen.

Der Versuch wurde Dienstag, den 18. Februar 1902 von vormittags 7,51 bis nachmittags 1,44 ausgeführt, also während einer Versuchsdauer von 5 Stunden 53 Minuten.

Bei Beginn des Versuchs wurde der Wasserstand des Versuchskessels genau markiert und am Ende der Untersuchung wieder erreicht. Alle Nebenleitungen waren abgeflanscht und arbeitete der Kessel von 210 qm mit dem Überhitzer nur auf die Maschine.

Am Hochdruck-, Niederdruckzylinder und Aufnehmer war je ein Indikator der Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover, angebracht und wurde mit einer Schnur von gemeinsamer Rolle bewegt.

Hochdruckzylinder . . .	Indikator-Nr. 3745	Feder zu	12 Atm.
Niederdruckzylinder . . .	„ 3747	„ „	2 „
Aufnehmer	„ 3746	„ „	3 „

Alle 10 Minuten wurden während der Versuchszeit Diagramme entnommen und die sonstigen Notierungen abgelesen.

Die Maschine lief während der Untersuchungsdauer bei einer durchschnittlichen Dampftemperatur von 362° C, vor dem Dampfeinlaßventil an der Maschine gemessen, tadellos.

Die Zylinderstichmasse sind für den

Hochdruckzylinder = 510,2 mm
Niederdruckzylinder = 1060,1 „
Kolbenstangendurchmesser = 110 „

Durch die hohe Dampftemperatur erfahren die Zylinder eine Ausdehnung von 1/900 per 100° C also:

$$\text{Hochdruckzylinder} = 510 \cdot \frac{1}{900} \cdot 3{,}6 = 2 \text{ mm}$$

$$\text{Niederdruckzylinder} = 1060 \cdot \frac{1}{900} \cdot 0{,}9 = 1 \text{ „}$$

Demnach erhöhen sich die Durchmesser auf:

Hochdruckzylinderdurchmesser = 512 mm
Niederdruckzylinderdurchmesser = 1061 „
Versuchsdauer 353 Minuten.

Mittlere Tourenzahl nach Maßgabe des Tourenzählers $\frac{31\,095}{353} = 88{,}08$

Wirksame Kolbenfläche des Hochdruckzylinders . . . . 512 Durchmesser = 2058,9 qcm
Wirksame Kolbenfläche des Niederdruckzylinders . . . . 1061 „ = 8834,4 qcm
Wirksame Kolbenfläche des Hochdruckkolbens . . . . 509 „ = − 2034,8 „
6799,6 qcm

Wirksame Kolbenfläche des Aufnehmers 8834,4
Wirksame Kolbenfläche des Kolbenstangendurchmessers . . . . . . 110 = − 95,03 8739,37 qcm

Kolbengeschwindigkeit $c = \frac{1 \cdot 88{,}08}{30} = 2{,}936$ m

Federmaßstäbe:

für den Hochdruckzylinder 1 Atm. = 3,48 mm
für den Niederdruckzylinder 1 „ = 14,9 „
für den Aufnehmer . . 1 „ = 11,8 „

Die Federmaßstäbe sind vor dem Versuche geprüft.
Es wurden 36 Satz Diagramme genommen.

Zusammenstellung der Versuchsergebnisse:

Mittlerer Druck im Hochdruckzylinder $= \frac{218{,}6 \cdot 0{,}06}{3{,}48} = 3{,}77$ Atm.

„ „ „ Niederdruckzylinder $= \frac{210{,}5 \cdot 0{,}06}{14{,}9} = 0{,}846$ „

„ „ „ Aufnehmer $= \frac{53{,}52 \cdot 0{,}06}{11{,}8} = 0{,}27$ „

Mittlere Leistung des Hochdruckzylinders $\frac{2058{,}9 \cdot 2{,}936 \cdot 3{,}77}{2 \cdot 75} = 151{,}92$ PS

„ „ „ Niederdruckzylind. $\frac{6799{,}6 \cdot 2{,}936 \cdot 0{,}846}{2 \cdot 75} = 112{,}6$ „

„ „ „ Aufnehmers $\frac{8739{,}37 \cdot 2{,}936 \cdot 0{,}27}{2 \cdot 75} = 46{,}18$ „

Gesamtleistung 151,92
112,6
46,18
= 310,70 PS

Speisewasserverbrauch = 7788 kg

in d. Stunde $= \frac{7788 \cdot 60}{353} = 1323{,}72$ „

mithin für 1 ind. Pferd und Stunde $\frac{1323{,}72}{310{,}7} = 4{,}25$ „

Die mittlere Dampfspannung am Kessel betrug = 11,18 Atm.
„ „ Dampftemperatur „ „ „ = 331,4° C
„ „ Dampfspannung an der Maschine betrug nach dem Diagramm = 10,8 Atm.

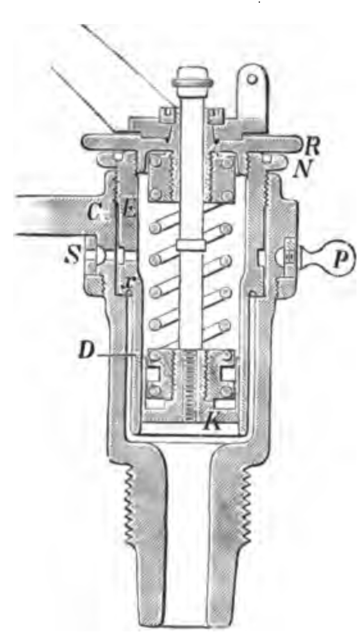
das Manovakuummeter zeigte im Mittel = 0,79 Atm.
das Vakuummeter zeigte im Mittel = 66,8 cm
die mittlere Dampftemperatur an der Maschine betrug = 362 ° C
mithin der Temperaturabfall des Dampfes vom Überhitzer
nach der Maschine 381,4
— 362
bei einer Länge der Leitung von 25 m nur 19,4 ° C.

§ 3. Der Indikator und seine Anwendung.

Zur Messung der im vorhergehenden Paragraphen indizierten Leistung dient ein Meßinstrument, der **Indikator**, welches einerseits mit dem Zylinderinnern in Verbindung steht, andererseits durch einen Kolben auf ein Schreibwerk einwirkt und hierdurch die Druckänderungen im Innern des Zylinders selbsttätig aufzeichnet. In den Figuren 27 und 28 ist ein solcher Indikator, eine Ausführung der Firma Dreyer, Rosenkranz & Droop in Hannover, in äußerer



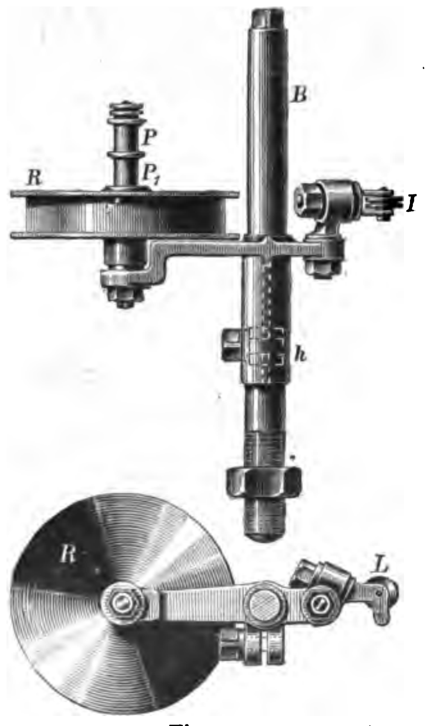

Figur 27.



Figur 28.

Ansicht und im Schnitte durch den Indikatorzylinder abgebildet. Der letztere wird an dem, an jeder Zylinderseite eines Dampfzylinders (Gasmotors, Luftpumpe Gebläses usw.) befindlichen Indikatorstutzen unter Zwischenschaltung eines Absperrhahnes angeschraubt. Im Innern des länglichen Zylinders bewegt sich ein vollkommen dampfdicht schließender Kolben *K*, sobald der Dampfdruck nach Öffnen des Absperrhahnes von unten gegen die Fläche desselben wirkt. Hierbei wird eine über den Kolben angebrachte Feder zusammengedrückt, welche beim Nachlassen des Dampfdruckes den Kolben aus der oberen Lage in seine untere wieder zurückführt. Die Spannung dieser Feder ist derart bemessen, daß sie innerhalb gewisser Druckgrenzen dem gegen den Kolben wirkenden Dampfdruck fortwährend nachgibt, so daß Druck und Gegendruck sich für jede Stellung des Dampfmaschinenkolbens im Gleichgewicht befinden.

Die durch den oberen Zylinderdeckel des Indikators des Zylinders hinweggehende Kolbenstange bewegt ein Schreibzeug, im wesentlichen aus einem Haupt- und Gegenlenker bestehend, deren ersterer an seinem vorderen Ende einen Schreibstift D trägt, welcher auf einem, auf einer zylindrischen Trommel angebrachten Blatte Papier beim Auf- und Niedergang des Kolbens eine den Kolbenhub proportionale, jedoch vergrößerte gerade Linie aufzeichnet, solange die Trommel stillsteht. Denkt man sich andererseits den Indikatorkolben in seiner tiefsten Stellung in Ruhe, die Papiertrommel durch eine am unteren Ende mehrfach umwickelte Schnur in langsame Umdrehung versetzt, so wird der Schreibstift eine der tiefsten Lage des Kolbens entsprechende horizontale Linie auf dem Papier verzeichnen. Die Bewegung dieser Schnur erfolgt während des Indizierens für gewöhnlich von dem Kreuzkopf der Maschine aus, so daß bei einem Hin- und Hergang desselben die Papiertrommel des Indikators einmal vorwärts und zurückgedreht wird. Da jedoch der zur Abwickelung der Trommel erforderliche Hub etwa nur 12 cm beträgt, der Hub einer Dampfmaschine jedoch beliebig groß ist, so muß, um für jede Hubgröße einer zu untersuchenden Maschine den Indikator anwenden zu können, zwischen dem Kreuzkopf der Maschine und dem Indikator noch ein Hubreduktionsapparat eingeschaltet werden. Derselbe kann entweder aus einem ungleicharmigen Zwischenhebel bestehen, der von dem Kreuzkopf der Maschine aus angetrieben wird, oder aus einer Hubverminderungsrolle, welche an geeigneter Stelle zwischen dem Indikator und dem Kreuzkopf der Maschine angebracht wird und aus zwei verschieden großen Rollen R und P (Figur 29) besteht, deren erstere R eine Schnur trägt, welche von dem Mitnehmer an dem Kreuzkopf der Maschine hin und her gezogen wird, während an der Rolle P die vom Indikator kommende Schnur befestigt ist. Durch geeignete Zwischenleitrollen wird eine richtige Führung der Schnur in jeder Lage des Hubverminderers und Indikators gewährleistet.



Figur 29.

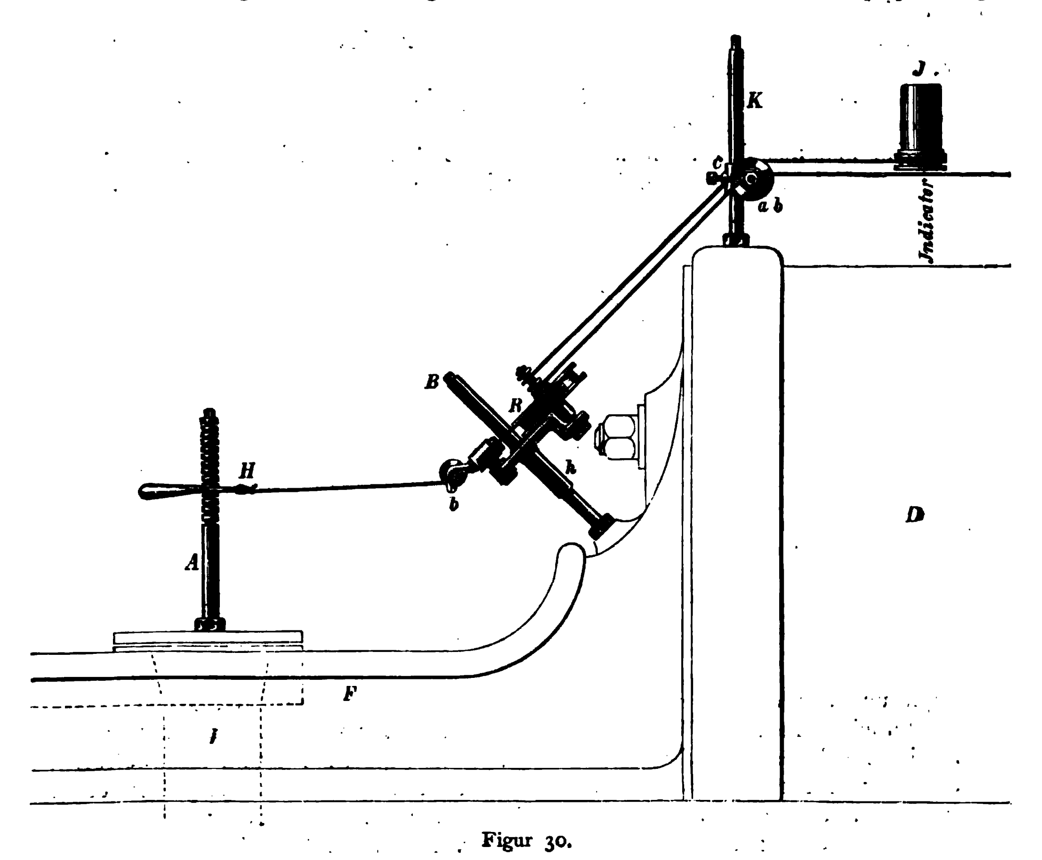
Eine solche Anordnung ist in Figur 30 dargestellt, der Hubverminderer R ist mittels eines Befestigungsdornes h am Maschinengestell angeschraubt, während ein Mitnehmerstift A am Kreuzkopf der Maschine befestigt ist.

Am Ende der zur großen Rolle R des Hubverminderers gehenden Schnur befindet sich ein mit einem Handgriff versehener Haken zum Ein- und Aushängen derselben, während vor dem Indizieren bezw. nach beendigtem Indizieren. Selbstverständlich ist die gesamte Anordnung, namentlich die Wahl der kleinen Rolle P, so zu treffen, daß bei einem Hub des Kreuzkopfes bezw. des Dampfmaschinenkolbens die Papiertrommel des Indikators, welche durch eine im Innern liegende starke Feder beim Rückgang des Kreuzkopfes gleichmäßig zurückgedreht wird, zwischen ihren beiden Endlagen frei hin- und herspielt, so daß weder bei der äußersten Kolbenstellung die Trommel anschlägt, noch bei der inneren Totpunktlage die Schnur gelockert wird.

Durch das Zusammenwirken beider Haupteinrichtungen des Indikators, des

Indikatorkolbens und des Schreibzeuges entsteht nun das Kolbendiagramm in folgender Weise.

Wird der Zeichenstift durch den Druck des Dampfes unter dem Indikatorkolben bewegt, übereinstimmend mit dem Druck unter dem Kolben der Dampfmaschine, der Papierzylinder aber von dem Kolben der betreffenden Dampfmaschine, so entsteht das Kolbendiagramm, eine Figur, bei welcher für jede Kolbenstellung, auf der Horizontalen gemessen, die zugehörige Ordinate die Dampfspannung im Zylinder angibt. Ein derartiges Kolbendiagramm hat im allgemeinen die Form, wie durch Figur 31 gegeben. Die Pfeilrichtung entspricht der relativen Bewegung des Zeichenstiftes bezw. der Kolbenbewegungsrichtung. Ist die Richtung vertikal aufsteigend oder abfallend, so ist die Dampfspannung



Figur 30.

im Wachsen oder Abnehmen, während die Kolbengeschwindigkeit Null ist. Dies tritt ein in den toten Punkten.

Ist die Richtung horizontal, so bleibt die Dampfspannung während des entsprechenden Kolbenweges unverändert. Dies tritt nur ein bei geöffnetem Dampfschieber, entweder in der Einströmungsperiode oder beim Rücklauf des Kolbens während des Ausblasens.

Ist die Richtung geneigt abfallend, so nimmt die Dampfspannung ab, während der Kolben fortschreitet. Dies findet statt beim Schließen oder nach geschlossenem Dampfeintrittskanal (im letzten Falle expandiert der Dampf), oder endlich bei Beginn der Öffnung des Austrittskanales. Ist die Richtung ansteigend, so ist die Dampfspannung im Wachsen, während der Kolben fortschreitet; dies tritt ein, wenn der Ausgangskanal geschlossen ist (wie in der Kompressionsperiode)

oder auch, wenn der Eintrittskanal geöffnet wird, während der Kolben fortschreitet.

Aus der größeren oder geringeren Neigung der Kurve erkennt man ziemlich genau, welchem Einfluß sie unterworfen war, doch sind die Übergänge häufig nicht genug markiert, um namentlich in der Nähe der toten Punkte die Ursachen und Wirkungen voneinander zu unterscheiden.

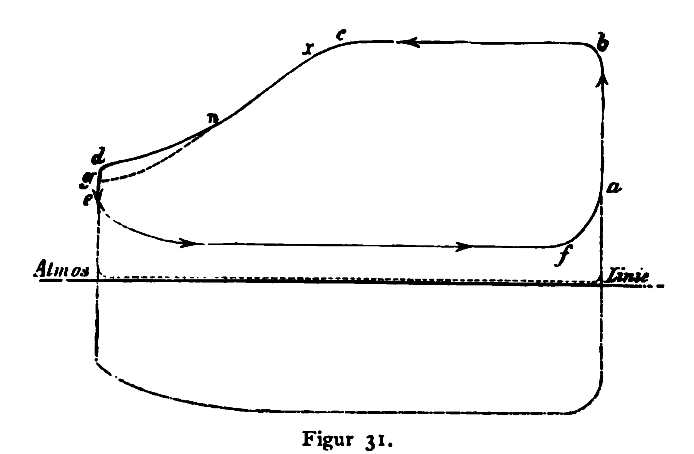
Die untenstehende Figur 31 zeigt den Typus eines Hochdruckdampfmaschinendiagrammes und repräsentiert die Strecke *a* bis *x* die ganze Admissionsperiode, *b* bis *c* speziell die des konstanten Dampfdruckes.

Von *c* bis *x* macht sich, trotzdem die Admission fortdauert, zunächst die Drosselung des Dampfes bei allmählicher Verengung des Kanalquerschnittes durch den Schieber bemerkbar.

Die Expansion beginnt bei *x*, wo die konvexe Kurve in die konkave übergeht, und dauert bis *d*.

Die Strecke *ef* stellt die Gegendruckperiode und diejenige von *f* bis *a* die Kompressionsperiode dar.

Um nun aus dem Indikatordiagramme zunächst die Leistung der Maschine berechnen zu können, ist es erforderlich, wie bereits früher erwähnt, den mittleren



Figur 31.

Dampfdruck aus demselben zu ermitteln. Hierzu muß man den Maßstab der Indikatorfedern kennen. Wie bereits erwähnt, sind für verschiedene Spannungen, verschiedene Federn erforderlich. Für den oben abgebildeten und besprochenen Indikator von ROSENKRANZ gelten folgende Beziehungen. Es entspricht einer Spannung, also auch einem entsprechenden Dampfdruck, bei den verschiedenen Federn folgende Maße des Diagrammes bezw. Diagrammhöhen in mm:

Spannung in kg	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	15	20
Diagrammhöhe für 1 kg in mm . .	50	25	20	15	12	10	9	8	7	6	6	5	4	3

Dies bedeutet, daß, wenn z. B. die mittlere Diagrammhöhe bei einer Feder von 6 kg Spannung 35 mm beträgt, der mittlere Dampfdruck $p_m = \frac{35}{10} = 3{,}5$ kg/qcm ist.

Bei allen Versuchen sind die Kolbenfedern nie zu schwach, meistens gleich der Spannung im Dampfkessel zu wählen.

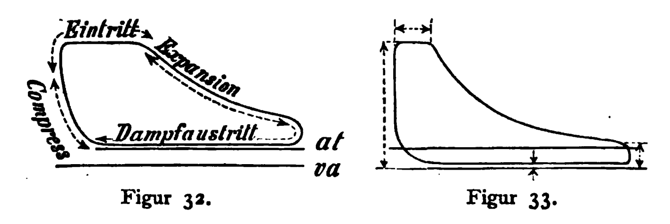
Von größter Wichtigkeit für die richtige Beurteilung der Vorgänge in der Maschine sind die Indikatordiagramme und läßt sich aus denselben im wesentlichen folgendes ersehen.

1.[1] Welche höchste Dampfspannung im Zylinder der Dampfmaschine tätig war. Es ist das sehr wichtig, um dem Kesseldruck gegenüber zu wissen, ob und wodurch Druckverluste entstanden.
2. In welcher Stellung des Kolbenhubes der höchste Druck erreicht wurde.
3. Wie der Druck sich während eines Kolbenhubes veränderte.
4. In welchem Punkte der Dampfeintritt (die Füllung) abgeschnitten wurde.
5. Ob das Abschneiden allmählich oder plötzlich erfolgte.
6. In welchem Punkte des Kolbenhubes und mit welchem Drucke die Dampfausströmung erfolgte.
7. Bei Maschinen mit Kondensation, ob der Dampf frei entwich oder welcher Teil als nutzbarer Druck dem Diagramm hinzuzurechnen war, bezw. ob ein Teil als zu der Atmosphäre hinzuzurechnender Gegendruck zurückblieb.
8. Ferner bei Kondensationsmaschinen Größe des Vakuums und ob dasselbe langsam oder schnell eintrat.
9. Ob vor Beginn der Kolbenbewegung eine Kompression eintrat und in welchem Punkte bezw. in welcher Höhe dieselbe erfolgte.

Auch zur Beurteilung fehlerhafter Leistungen der Maschine ist der Indikator von größter Bedeutung. Zur übersichtlichen Erkenntnis und Beurteilung fehlerhafter Diagramme trägt die folgende, von Herrn Prof. E. BRAUER in „SCHOLL, Führer der Maschninisten" wiedergegebene und von ROSENKRANZ vervollständigte Zusammenstellung bei, welche nach dem Vorhergehenden und der erfolgten Besprechung verschiedener Diagramme sofort verständlich sein wird.

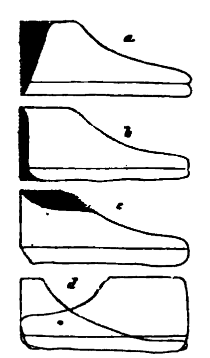
Übersichtliche Zusammenstellung fehlerhafter Diagramme.

Zunächst stellen Figur 32 und 33 Normaldiagramme, 32 ohne, 33 mit Kondensation dar.



Figur 32. Figur 33.

In den nachfolgenden Diagrammen entspricht die schraffierte Fläche jedesmal dem Arbeitsverlust.



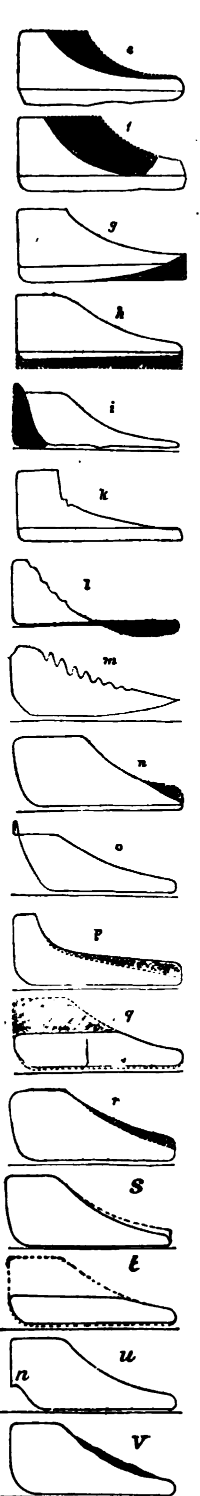
a) Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu spät. Infolgedessen wird zu Anfang des Kolbenweges der Kolben durch das Schwungrad geschleppt.

b) Die Einströmung des Dampfes erfolgt zu früh.

c) Der einströmende Dampf ist gedrosselt.

d) Die Füllungen auf beiden Zylinderseiten sind verschieden. Die Folge ist ungleichmäßiger Gang und zu großer Dampfverbrauch.

[1] Der Indikator und seine Anwendung von P. H. ROSENKRANZ, 6. Auflage, Berlin 1901. p. 254.



e) Der Schieber ist undicht, so daß während der Expansion Dampf nachströmt.

f) Kurz vor Hubende strömt nochmals Dampf ein.

g) Die Ausströmung des Dampfes erfolgt zu spät, daher großer Gegendruck.

h) Die Gegendrucklinie liegt zu hoch, weil die Ausströmungsrohre zu eng sind oder die Kondensation mangelhaft ist.

i) Kompression unnötig stark.

k) Indikatorkolben hat sich oben festgeklemmt. Der Indikatorzylinder ist gut zu reinigen, um bessere Diagramme zu erhalten.

l) Indikatorkolben geht mit Reibung sprungweise, daher die Treppen in der Expansionslinie. Die Expansion ist zu weit getrieben.

m) Verfrühter Dampfaustritt.

n) Nacheilen bezw. Mangel an Voreilen. Im toten Punkte ist der Dampfeintritt ungenügend geöffnet.

o) Zu hohe Kompression. Dampfaustritt zu früh geschlossen. Zusammenpressen des Abdampfes, so daß derselbe den Druck des direkten Dampfes übersteigt.

p) Fehlerhafte Ridersteuerung für kleine Füllungsgrade, wenn der Expansionsschieber zu weit verdreht wird.

q) Abheben des Schiebers für alle Füllungsgrade an demselben Punkte.

r) Steigen der Expansionskurve über die MARIOTTEsche Linie durch Undichtigkeiten des Einlaßkanales oder Schiebers.

s) Fallen der Expansionskurve unter die MARIOTTEsche Linie durch undichten Kolben, so daß Dampf nach dem Austritt entweicht.

t) Drosselung durch den Indikatorhahn oder nicht ganz geöffnet.

Punktiert ist das richtige Diagramm.

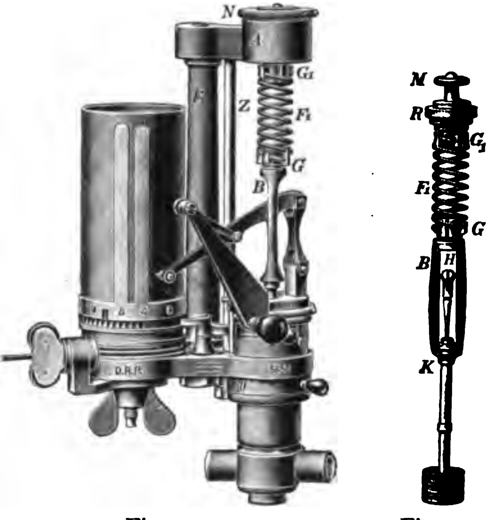
u) Fallende Kompressionskurve, bei *n* durch teilweises Mitreißen von Wasser, das kondensierend wirkt, oder undicht im Kolben beim toten Punkte.

v) Gewellte Expansionskurve, durch Ansammlung von Wasser im Indikator oder dessen Rohrleitung.

Um den Einfluß der unvermeidlichen Erwärmung der Indikatorfedern durch den in den Indikatorkolben eintretenden Dampf bezw. die heißen Gase bei der

Untersuchung von Explosionsgasmaschinen zu vermeiden, sind neuerdings Indikatoren mit außenliegenden Kolbenfedern ausgeführt worden und ist ein solcher Indikator der mehrfach vorgenannten Firma in Figur 34 abgebildet.

Der Federträger A (Figur 34) stützt sich auf eine hohle Stahlsäule F und wird das Kippmoment durch die scharf angezogene Zugstange Z aufgehoben. Der Kopf MR (Figur 35) wird nach Entfernung der Druckmutter N mit der bei G_1 aufgeschraubten Feder F_1 in den Kopf A von oben eingesteckt, und die Feder wird auf das Gewinde G der Kolbenstange an dem Bügel B aufgeschraubt. Dann wird die Druckmutter N fest angezogen.



Figur 34. Figur 35.

Figur 35 stellt den Kolben mit Kolbenstange K und aufgeschraubter Feder F_1 für sich dar. Der geschlitzte Teil B der Kolbenstange nimmt die mit Kugelgelenk angeschlossene Lenkstange des Schreibhebels auf. Der Schreibhebel, der durch den Schlitz H geht, ist der Deutlichkeit halber hier fortgelassen. Die Wichtigkeit dieser Anordnung ist ohne weiteres klar und wird bei der gesteigerten Wärme durch Überhitzung des Dampfes immer noch mehr zur Anerkennung gelangen. Aber auch ohne diese Temperatursteigerung ist die kühl gehaltene Feder, die also weder in der Längenänderung noch in ihren Elastizitätsverhältnissen durch die Wärme beeinflußt wird, vorzuziehen. Genaue Versuche haben ergeben, daß eine Feder, die abwechselnd heiß und kalt wird und dem Rosten ausgesetzt ist, sich im Gebrauch ändert.

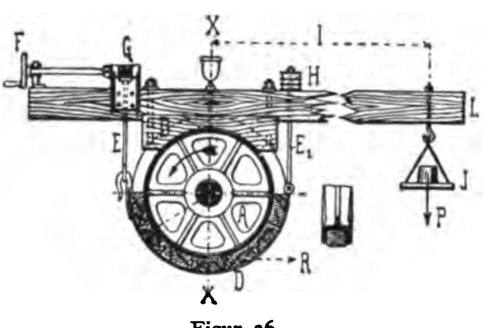
§ 4. Die effektive oder Bremsleistung und deren Berechnung.

Infolge der eigenen Widerstände der Dampfmaschine ist die von derselben nach außen abgegebene Leistung beträchtlich kleiner als ihre im vorigen Abschnitt besprochene indizierte Leistung. Diese eigenen Widerstände der Maschine sind im wesentlichen Reibungswiderstände und Arbeitsverluste zur Überwindung derselben, so z. B. der Reibung des Kolbens im Zylinder, der Kolbenstange in den Stopfbüchsen, der Schieberstangen und Schieber im Schieberkasten, der Gradführung, der Kurbelwelle in ihren Lagern, der Steuerungswelle, ferner die Arbeit zur Bewegung der Steuerung der Dampfmaschine usw.

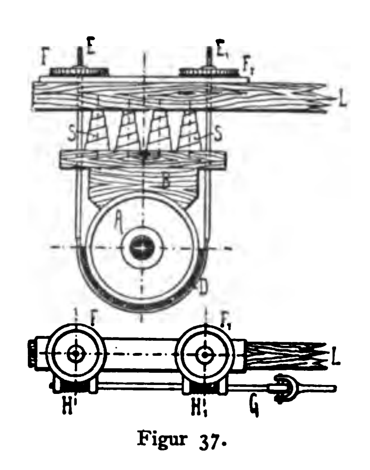
Man nennt die von dem Schwungrade oder einer besonderen Riemenscheibe der Dampfmaschine nach außen durch den Treibriemen abgeführte Leistung die effektive oder Nutzleistung oder auch, da dieselbe durch Abbremsen der Dampfmaschine bestimmt werden kann, die Bremsleistung der Maschine. Um diese Leistung zu ermitteln, bedient man sich besonderer Instrumente, der sogenannten Bremsdynamometer, bei welchen durch eine, am Umfang einer auf der Hauptwelle sitzenden Bremsscheibe erzeugte Reibungsarbeit die von der Dampfmaschine geleistete Arbeit verbraucht bezw. absorbiert wird, so daß die Bremsarbeit genau gleich der Leistung der Maschine ist. An Stelle einer besonderen Bremsscheibe kann jedoch auch das Schwungrad bezw. die Seilscheibe bei Dampfmaschinen mit Seilbetrieb zur Abbremsung benutzt werden.

Die älteste und bekannteste Vorrichtung eines solchen Bremsdynamometers

ist der PRONYsche Zaum, welcher in Figur 36 abgebildet ist. Derselbe beruht auf dem Prinzip der Backenbremse, indem die auf der Maschinenwelle befestigte Bremsscheibe A durch zwei, mittels zweier Schrauben zusammengezogene Holzbacken oder durch einen Backen und ein an seiner Innenfläche mit Holzklötzen belegtes Band D gebremst wird. Das Festbremsen, d. h. das Anpressen der Holzbacken gegen die Bremsscheibe geschieht durch eine oder zwei, durch Handräder, Schrauben und Schraubenräder bewegte Schrauben. Durch elastische Einlagen zwischen beiden Backen (Gummischeiben H, Figur 36, oder Schraubenfedern S, Figur 37) wird das, durch das starke Anpressen der Bremse gegen den Scheibenumfang bewirkte heftige Zittern der Bremse wesentlich verringert und die Regulierung der Bremse erleichtert. Zur Messung der Reibungsarbeit dient eine am Ende des Bremsbalkens angebrachte Gewichtsschale J, welche das Gewicht P trägt. Um das durch das Umherschleudern der Gewichte äußerst gefährliche Herumschlagen des durch die vermehrte Reibung mitgenommenen Bremsbalkens L zu vermeiden, müssen Anschläge für den Bremsbalken vorhanden sein, so daß er nur wenig aus seiner horizontalen Lage nach oben und unten ausschlagen kann. Praktischer ist es noch, wenn der Bremsbalken sich infolge der Reibung gegen den Fußboden zu bewegt und sich mit einem am Ende angebrachten Fuß auf die Brücke einer Dezimalwage stützt.



Figur 36.



Figur 37.

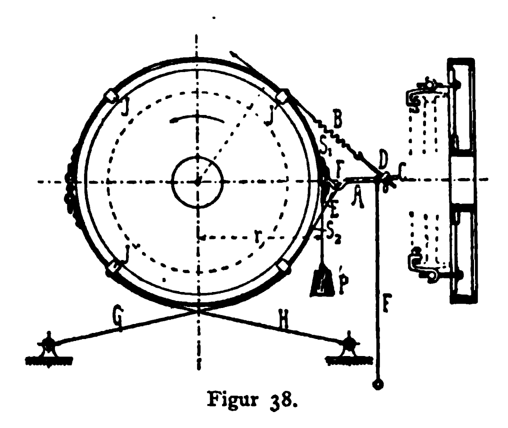
Die Berechnung der Leistung N_e einer Maschine (in Pferdestärken) mit Hilfe der Backenbremse geschieht nach der Gleichung:
$N_e = \frac{P l \pi n}{30 \cdot 75} = 0{,}001396 \cdot P l n$, worin P in kg und l, der Hebelarm des Bremsbalkens, gemessen von Mitte Welle bis zum Lot durch den Aufhängepunkt der Gewichtsschale bei genau wagrechter Lage des Balkens, in m einzusetzen sind, und n die Tourenzahl der zu bremsenden Welle in der Minute ist.

An Stelle von Holzbacken werden auch häufig bei Bremsdynamometern Zugbänder angewandt, Stahlbänder, Riemen, Gurte usw., wodurch eine größere Brems- wirkung erzielt werden kann. Das bekannteste der auf diesem Prinzip beruhenden Dynamometer ist das BRAUERsche Bremsdynamometer, welches in den Figuren 38 bis 41 abgebildet ist. Dasselbe besitzt an Stelle des mit Holz gefütterten Bandes ein dünnes Stahlband. Ferner liegt der Bremshebel A an derselben Seite der Bremse wie das Belastungsgewicht, und ist an Stelle des Reguliergewichtes p der Zug einer Feder B angewendet, deren Spannung durch Anziehen oder Nachlassen einer mit einer Flügelmutter C versehenen Schraube D leicht und absolut gefahrlos reguliert werden kann. Das Belastungsgewicht P ist am einen Ende des Bremsbandes bei E aufgehängt, so daß also auch hier das Belastungsmoment stets konstant $= P \cdot r$ ist. Das andere, schwächer gespannte Bandende greift bei F an dem Hebel A an. Bezeichnen S_1 und S_2 die Spannungen in den beiden Bandenden, so ist die Umfangsreibung $R = S_1 - S_2$ und

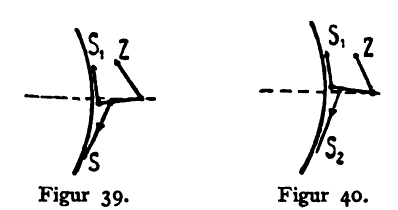
$P \cdot r = R \cdot r_0$, worin r_0 der Halbmesser der Bremsscheibe ist. Die Leistung berechnet sich aus der Gleichung: $N_e = 0{,}001\,896 \cdot P \cdot r \cdot n$.

Ein Hauptvorzug der Brauerschen Bremse ist die Selbstregulierung derselben.

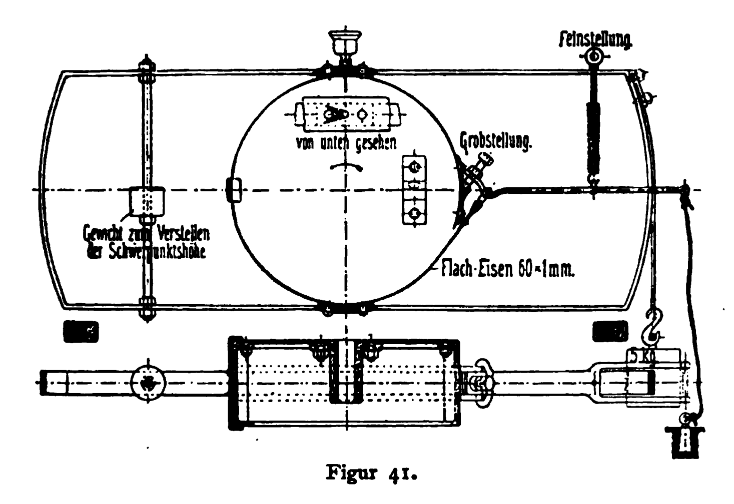
Angenommen, es sei das Reibungsmoment $M_r = R \cdot r_0$ kleiner als das Belastungsmoment $M_q = P \cdot r$, so genügt dasselbe nicht mehr, um das Gewicht P zu tragen, so daß letzteres sinkt. Hierbei kommt der Hebel A in die in Figur 39 gezeichnete Lage, der Zug Z der Feder B zieht hierbei den Hebel nach oben, wodurch die Bremse stärker angespannt, die Reibung also vergrößert und die ganze Bremse wieder gehoben wird. Ist dagegen das Reibungsmoment größer als das Belastungsmoment, so wird das Gewicht P und der Bremshebel A gleichfalls gehoben und kommt letzterer in die in Figur 40 gezeichnete Stellung. Da das rechte Ende desselben durch die am Fußboden befestigte Schnur (F in Figur 38) verhindert ist, sich nach oben zu bewegen, so wird der Endpunkt des Hebels als Drehpunkt für eine Rechtsdrehung desselben dienen, wodurch ein Nachlassen der beiden Bandenden, also eine sofortige Verminderung der Reibung und infolge der geringeren Reibung wieder ein Niedersinken der Bremse bewirkt wird. Bei richtiger Einstellung der Bremse wird dieselbe daher nur sehr geringe Schwingungen um ihre Gleichgewichtslage ausführen und mit großer Genauigkeit die mittlere Leistung der Maschine ermitteln lassen. Zwei am Fußboden befestigte Sicherheitsseile G und H, Figur 38, verhindern ein zu weites Ausschlagen der Bremse und die an derselben befestigten Schuhe JJ ein seitliches Herabgleiten des Bandes von der Bremsscheibe. Die



Figur 38.



Figur 39. Figur 40.



Figur 41.

Befestigung der Bremsscheibe auf einer auf der Maschinenwelle sitzenden Riemenscheibe ist aus Figur 38 gleichfalls zu erkennen. Die Brauersche Bremse

gestattet das Abbremsen einer Maschine direkt mittels des Schwungrades, in welchem Falle nur ein größeres Bremsband anzuwenden ist. Auch zum Abbremsen von, mit Seilscheiben versehenen Maschinen eignet sich dieselbe, in welchem Falle an Stelle eines einzigen Bandes eine Anzahl in die Seilrillen eingelegter Drähte verwendet wird, welche an ihrem Ende durch Querstücke zusammengehalten werden. Eine neuere Ausführungsform der BRAUERschen Bremse ist in Figur 41 abgebildet und nach dem vorher Gesagten ohne weitere Erklärung verständlich.

§ 5. Die verschiedenen Systeme der Dampfmaschine.

Daß bei der so außerordentlich vielseitigen Verwendung der Dampfmaschine sich auch im Laufe der Zeit eine große Anzahl verschiedener Typen herausbilden mußte, ist naturgemäß. Trotzdem lassen sich die zahlreichen verschiedenen Ausführungsformen derselben im wesentlichen in drei Hauptklassen einteilen, und zwar in:

1. Stationäre Dampfmaschinen,
2. lokomobile Dampfmaschinen oder Lokomobilen,
3. Maschinen zum Land- und Seetransport, Lokomotiven und Schiffsmaschinen.

Einige andere Gesichtspunkte der Einteilung sind folgende:

1. Nach ihrer Bauart in: liegende, stehende, schrägliegende, oszillierende Dampfmaschinen, Hammermaschinen.
2. Nach der Anzahl der Zylinder in: Einzylindermaschinen, Zwillingsmaschinen, Verbundmaschinen, zu welchen die WOOLFschen Maschinen und die Tandemmaschinen mit zwei hintereinander liegenden, verschieden großen Zylindern gehören. Eine ältere Bezeichnung für diese Maschinen, welche jedoch gegenwärtig auch noch vielfach in Anwendung ist, benennt sie mit dem Namen: Compoundmaschinen.
3. Nach der Art der Steuerung in: Maschinen mit Schiebersteuerung (ein oder zwei Schieber), Maschinen mit Ventilsteuerung, Maschinen mit Hahnsteuerung oder sogenannte Corlißmaschinen, nach dem Erfinder derselben, dem Amerikaner gleichen Namens, welcher zuerst im Jahre 1867 eine mit Hähnen versehene Dampfmaschine auf der Pariser Weltausstellung ausgestellt hatte.
4. Nach ihrer Verwendung: Betriebsdampfmaschinen, Dampfpumpen, Gebläsemaschinen, Dampflasthebemaschinen, Fördermaschinen, Schiffsmaschinen, Dampfhämmer, Lokomobilen und Lokomotiven und andere.

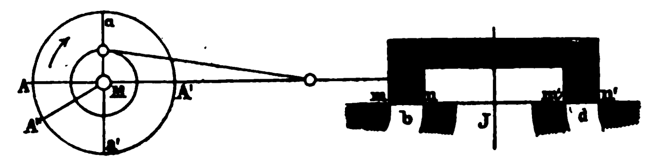
Da für die Zwecke der chemischen Industrie hauptsächlich nur die Betriebsdampfmaschinen in Frage kommen, so sollen im folgenden nur einige der wichtigsten Ausführungsformen derselben besprochen werden.

A. Die Kolbendampfmaschinen.

Bei der außerordentlichen Verschiedenheit der Typen dieser Dampfmaschinen ist es sehr schwer, im Rahmen dieser Betrachtungen auch nur einigermaßen eine Übersicht der wichtigsten Ausführungsformen zu geben. Im großen und ganzen kann man die Einteilung der Kolbendampfmaschinen nach folgenden Gesichtspunkten ausführen. Man unterscheidet hinsichtlich der Bauart liegende und stehende Maschinen ohne und mit Kondensation, mit einem, zwei oder mehreren Zylindern und Expansion in zwei oder mehreren Stufen. Im letzteren Falle nennt

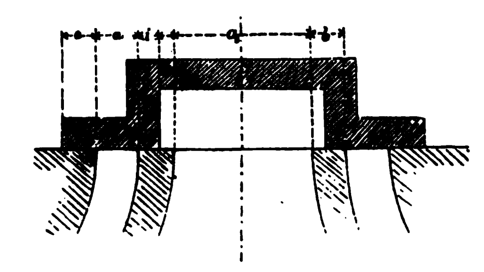
man die Dampfmaschinen Zweifach-, Dreifach- und Vierfachverbundmaschinen.

Die einfachsten und ältesten Dampfmaschinen sind solche mit einfacher Muschelschiebersteuerung, und ist das Schema einer solchen Steuerung in den



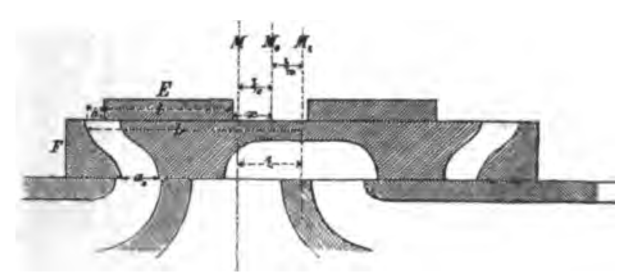
Figur 42.

Figuren 42 und 43 dargestellt. Links ist mit *MA* die Dampfkurbel, mit *Ma* die zur Bewegung des Schiebers dienende Exzenterkurbel bezeichnet. In der gezeichneten Lage *A''* der Dampfkurbel steht die Exzenterkurbel in ihrer Mittellage, also auch der Schieber in seiner Mittelstellung, bei welcher die Schieberkanäle *b* und *d* geschlossen sind. Gelangt die Dampfkurbel in die horizontale Lage *AM*, so hat die Exzenterkurbel sich um einen ebenso großen Winkel nach rechts bewegt, also den Schieber nach rechts verschoben. Der Winkel *A''MA* ist der sogenannte Voreilungswinkel, also jener Winkel, um welchen die Exzenterkurbel aus ihrer Mittellage nach rechts gedreht ist, wenn die Dampfkurbel in der Stellung *AM* liegt. In Wirklichkeit erhält der Schieber jedoch



Figur 43.

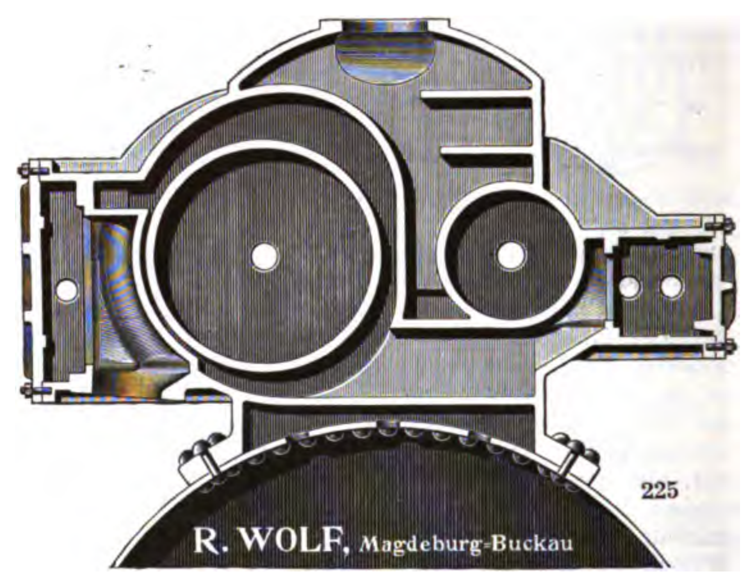
äußere und innere Überdeckungen, wie sie in Figur 43 mit *e* und *i* bezeichnet sind. Hieraus folgt, daß die Dampfeinströmung erst beginnt, wenn die Exzenterkurbel um einen bestimmten Betrag aus ihrer Mittellage nach rechts gegangen ist. Aus dem gleichen Grunde findet auch ein früherer Abschluß der Schieberkanäle *b* und *d* statt, so daß eine Expansion des Dampfes im Zylinder möglich ist. Indessen ist die letztere nur sehr gering, so daß die Steuerungen mit



Figur 44.

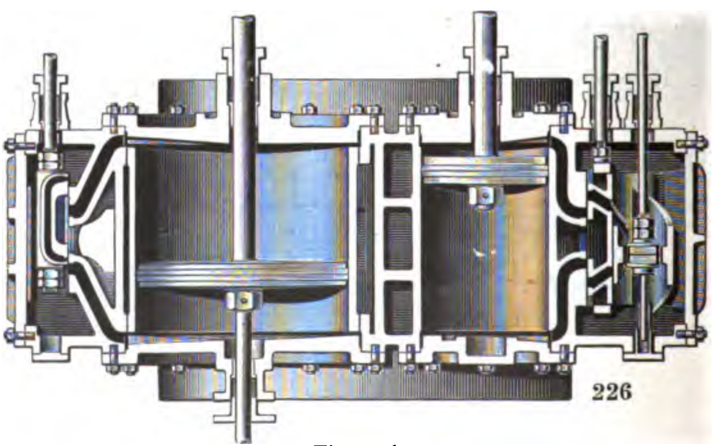
einem Schieber keine günstige Dampfausnutzung ergeben und man daher sehr bald zu Doppelschiebersteuerungen überging, bei welchen auf einem unteren, mit Durchlaßkanälen versehenen Schieber ein oberer, aus zwei gegeneinander verstellbaren Platten bestehender Schieber hin und her bewegt wird, also zwei unabhängige Schieberstangen durch zwei voneinander unabhängige Exzenter bewegt werden müssen. Die schematische Darstellung einer solchen Doppelschiebersteuerung ist in Figur 44 gegeben, in welcher *F* den unteren oder

Grundschieber mit dem Durchlaßkanal a_0 und E die beiden oberen, den sogenannten Expansionsschieber bildenden Platten darstellen. Je nach der Größe der Entfernung der beiden letzteren Platten voneinander findet ein früherer oder späterer Abschluß der Durchlaßkanäle a_0 und somit auch des Dampfeintrittes in



Figur 45.

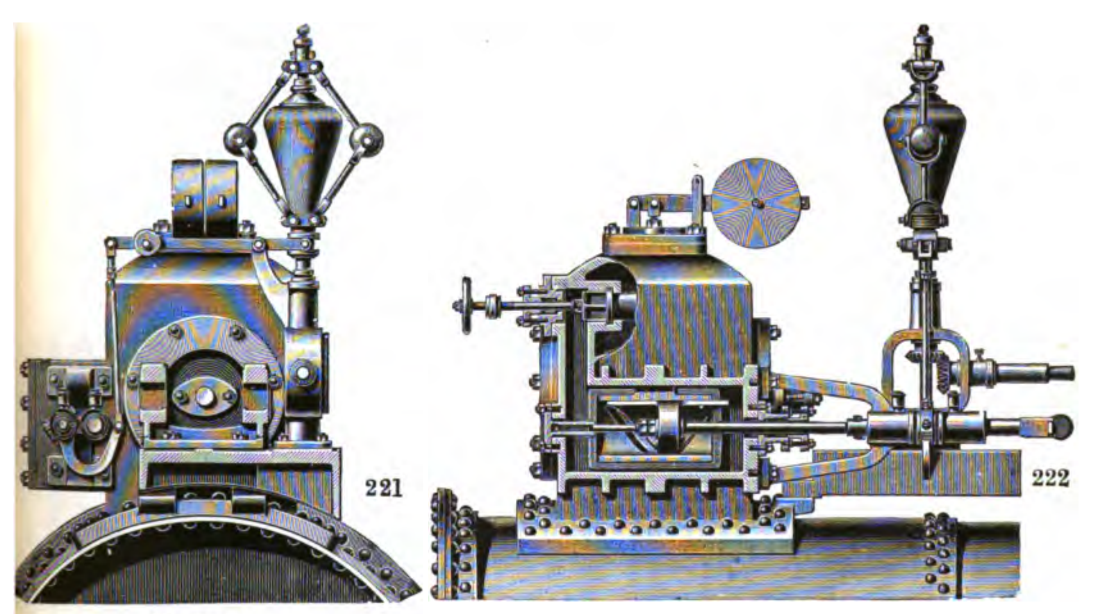
den Zylinder statt. Berühren sich die Platten E in der Mitte, so ist die Füllung der Dampfmaschine am größten, die Expansion also am kleinsten und umgekehrt. Diese Steuerung heißt speziell nach ihrem Erfinder die Meyersche Expansionsschiebersteuerung. Eine besondere Ausbildung dieser Doppelschiebersteuerung



Figur 46.

ist die sogenannte Rider-Expansionsschiebersteuerung. Eine Ausführung derselben der Firma R. Wolf in Magdeburg-Buckau ist in den Figuren 45 und 46 dargestellt, deren erstere den lotrechten Schnitt durch die beiden Zylinder und Schieberkästen, die letztere den horizontalen Schnitt durch dieselben gibt. Bei dieser Steuerung ist der Expansionsschieber als Segment einer Schrauben-

fläche mit schrägen Kanten ausgebildet, durch dessen Drehung um seine Längsachse die Expansion verändert wird. Selbstverständlich sind die Kanäle des Grundschiebers dementsprechend gestaltet. Die Verstellung des Schiebers erfolgt durch den Regulator der Maschine, wie aus den Figuren 47 und 48 zu ersehen ist. Die Konstruktion eines Dampfzylinders für eine einfache Schiebersteuerung und die Anordnung der Dampfkanäle, und zwar der beiden nach den Enden des Zylinders führenden Einströmungskanäle und des mittleren zur Auspuffleitung führenden Ausströmkanales, der Stoffbüchse, der Zu- und Ableitung des Dampfes usw., der Indikatorbohrungen zum Anschrauben des Indikators an beiden Zylinderenden, der Bohrung für die Zylinderschmierbüchse in der Mitte des Zylinders ist aus Figur 49 zu ersehen.[1] Die schematische Anordnung einer liegenden einzylindrigen Ventilmaschine mit dahinter befindlichem Kondensator und Seilscheibenantrieb ist aus Figur 50 ohne weitere Erklärung zu ersehen. Die Figur stellt eine Ausführung der Firma Maschinenfabrik Gebr. PFEIFFER-Kaiserslautern (Rheinpfalz) dar.



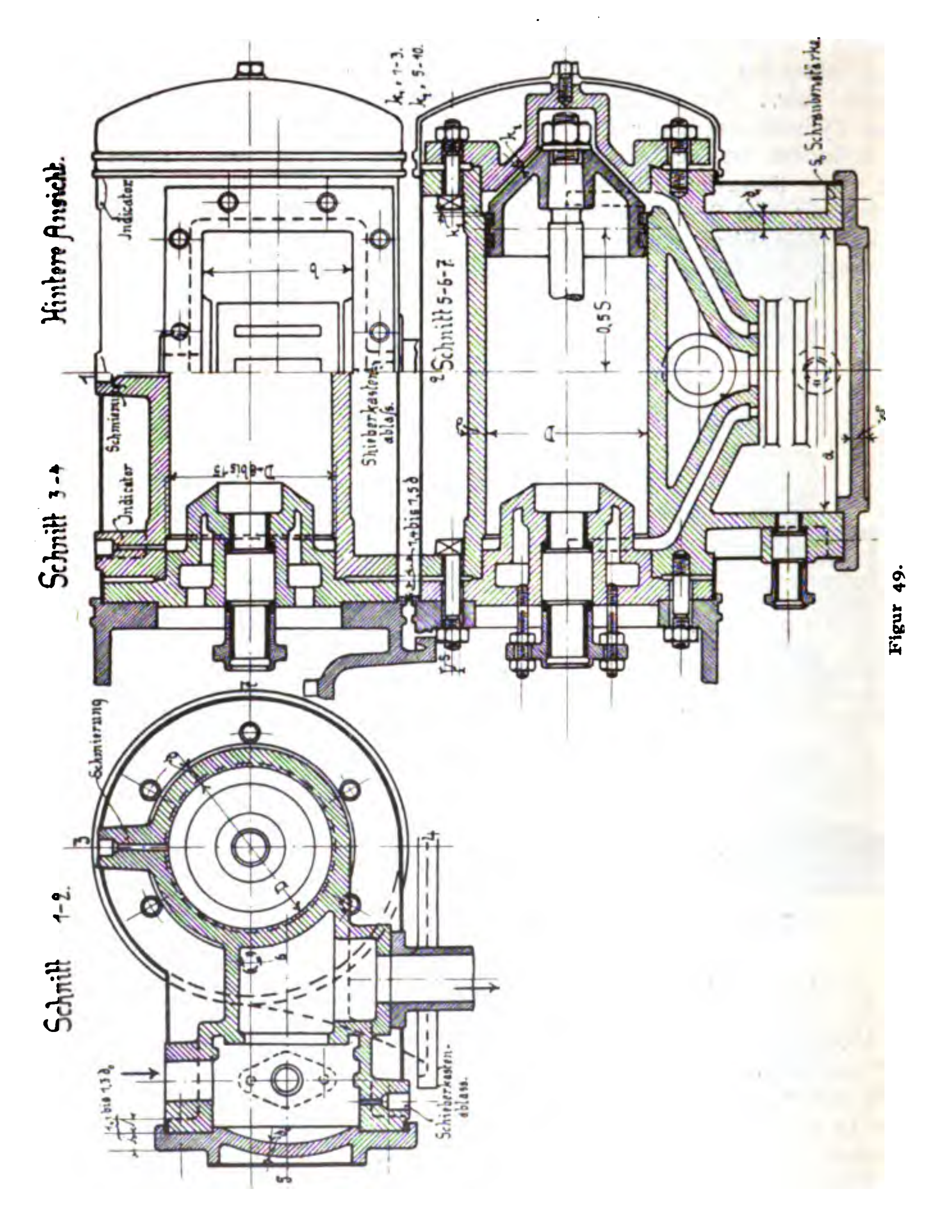
Figur 47. Figur 48.

Sehr häufig findet sich bei Zweifachexpansions- oder Verbundmaschinen die Anordnung, daß beide Zylinder konachsial hintereinander liegen, solche Maschinen nennt man Tandemverbundmaschinen. Die äußere Anordnung einer solchen Maschine der vorgenannten Firma ist in Figur 51 wiedergegeben. Die in dieser Figur dargestellte Ventilsteuerung nach Patent RADOVANOVIC ist in Figur 52 im Schnitt abgebildet. Die ausführende Firma schreibt über dieselbe folgendes: Die Steuerung ist zwangläufig, d. h. das Ventil ist vom Anhub bis zum Schluß durch den Hebelmechanismus geführt, im Gegensatz zu den freifallenden Steuerungen, deren Ventile im Höhepunkte des Hubes losgelassen werden und durch Federdruck auf die Sitze zurückschnellen. Der Steuerungsmechanismus besteht aus einem Exzenterbügel, welcher von einem auf der Steuerwelle befindlichen Exzenter bewegt wird und sich gleichzeitig um eine zweite Scheibe drehen kann. Diese mit einem Schlitz versehene Scheibe gleitet

---

[1] Nach J. POHLHAUSEN, Maschinenelemente.

an einem Kulissenstein entlang, welcher drehbar gelagert ist und vom Regulator direkt verstellt wird. Je nach der Winkelstellung dieses Gleitstückes ändert sich der Hub der Ventile und dementsprechend die Füllung des Zylinders. Gelenke sind in dem Mechanismus für zwei Ventile nur sechs vorhanden und daher ist dieser so außerordentlich einfach, wenn man sich dabei andere bekannte Ventil-



Figur 49.

steuerungen ansieht. So finden sich bei den Steuerungen von PROELL 12, COLLMANN 15, SULZER 14 Gelenke. Es ergeben sich aus der einfachen Konstruktion die folgenden Vorteile:

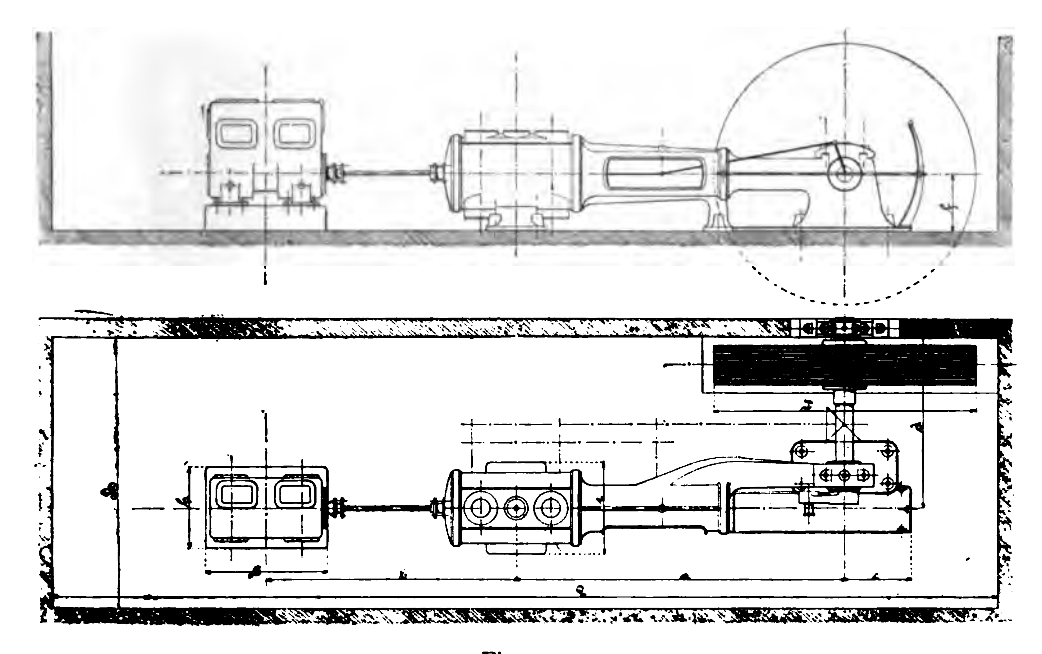
Die Ventile werden leicht angehoben;

sie setzen sich beim Schluß sehr weich auf, wodurch alle Teile geschont werden und der Gang geräuschlos wird;

sie arbeitet ohne Anwendung von Luftpuffern;
der Mechanismus gestattet weit höhere Umdrehungszahlen, als jede andere Ventilsteuerung.

Durch die Bauart der Ventile sind die schädlichen Räume auf das geringste Maß eingeschränkt, so daß die Maschinen sehr ökonomisch arbeiten.

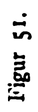
Die Ventilsteuerung der Ascherslebener Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals W. Schmidt & Ko. in Aschersleben nach Patent König ist in Figur 53 im Schnitt durch den Zylinder und in Figur 55 schematisch dargestellt, während Figur 54 die äußere Anordnung von zwei Vierzylindertandemverbundmaschinen der genannten Firma von je 2000 PS darstellt. Die Steuerung der Maschine ist außerordentlich einfach, welche Einfachheit bei der neueren Ausführungsform, die die genannte Firma jetzt für alle Maschinen benutzt, noch dadurch erhöht



Figur 50.

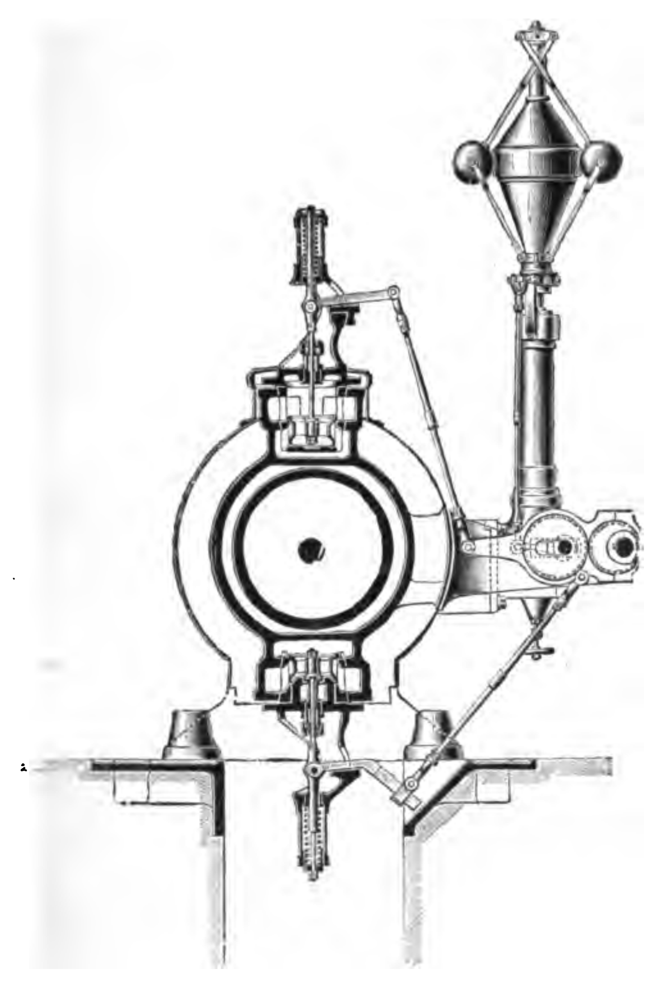
wird, daß zwischen Exzenter und Ventileinlaßstange eine bewegliche Schwinge eingeschaltet ist, die, vom Regler beeinflußt, je nach den Füllungsgraden die Ventileinlaßstange bewegt. Die Anordnung der Dampfabschlußorgane ist die bei Ventilmaschinen übliche; der Dampfeintritt wird durch zwei auf dem Zylinder, der Dampfaustritt durch zwei unter dem Zylinder befindliche fast ganz entlastete Doppelsitzventile bewirkt. Die Bewegung der Ventile erfolgt durch eine zur Zylinderachse parallele Steuerwelle, die mittels eines Kegelräderpaares von der Kurbelwelle aus in Umdrehung versetzt wird und zwar ist für jedes Ein- und Auslaßventil nur ein Exzenter vorhanden, so daß also nur zwei Exzenter die vier Ventile eines Zylinders betätigen. Die Steuerwelle, auf welcher das Exzenter aufgekeilt ist, bewegt sich im Sinne des eingezeichneten Pfeiles (Figur 55). Einlaßventilstange und Exzenterring sind bei *g* bezw. bei *a* durch die Schwinge *d* miteinander verbunden. Der Bolzen *a* beschreibt stets ein und dieselbe ellipsenähnliche Kurve, während die Kurven bei *g* entsprechend den verschiedenen Füllungsgraden verschieden sind. Die Füllung wird in folgender Weise verändert:

Auf der Reglerwelle *i*, an deren einem Ende der Regler angreift, ist der



Figur 51.

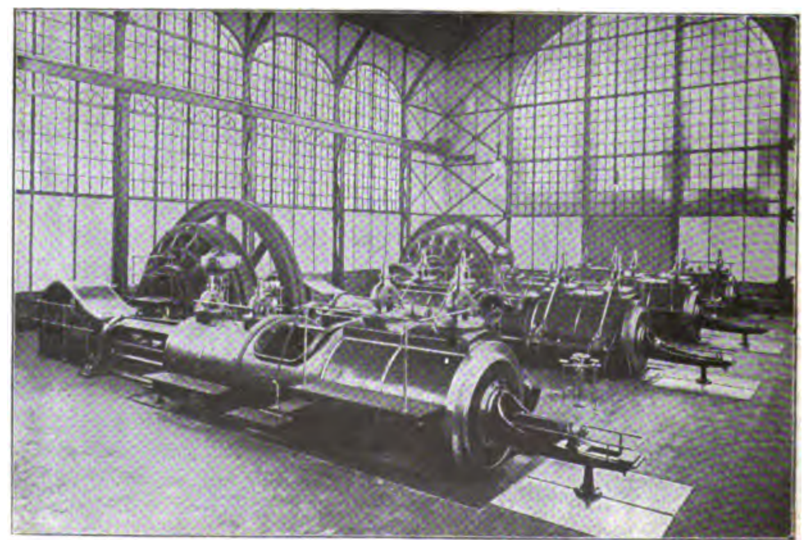
Lenker x aufgekeilt und zwischen seinen Schenkeln der Lenker l angeordnet, welcher die erwähnte Einlaßventilstange und die den Auslaßexzenterring verbindende Schwinge d trägt. Da der Bolzen n des Lenkers l um m einen Kreisbogen mit dem Radius mn beschreibt, so bewegt sich auch die bei n in l gelagerte Schwinge d ebenfalls auf einem Kreisbogen. Je kleiner dieser Radius angenommen wird, desto schneller steigt und sinkt Punkt g der Schwinge bezw. das Ende der Einlaßventilstange. Je nachdem nun der Regler die Welle i ver-



Figur 52.

stellt und damit den mit ihr starr verbundenen Lenker x, wird von dem Punkte g eine andere Bahn beschrieben und die Füllung verändert. Liegt Punkt m auf dem eingezeichneten Kreisbogen am weitesten rechts, was der Höchstlage des Reglers entspricht, so ist keine Füllung vorhanden, während bei der entgegengesetzten äußersten Lage die größte Ventilöffnung bezw. Füllung stattfindet. Die Lage des Bolzens n wird so gewählt, daß der Punkt m zwischen der größten und kleinsten Füllung nur einen kurzen Weg vollführt, der ein großes Hebelverhältnis zum Regler gestattet und dadurch die Belastung desselben vermindert. Durch die zentrische Aufhängung werden die bisher notwendigen Hebel und Wellen

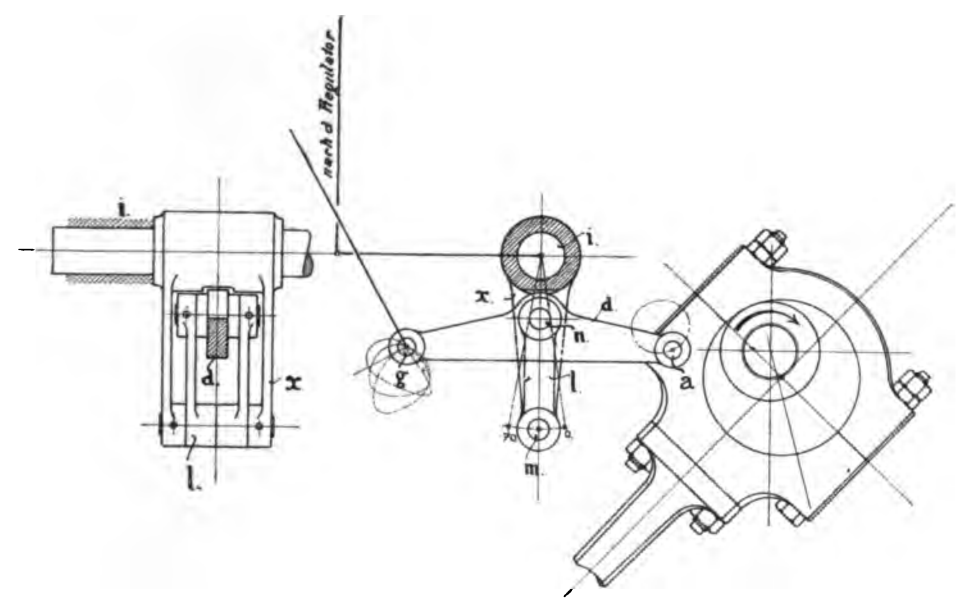
Figur 53.



Figur 54.

zwischen Regler und Schwingwelle überflüssig; die Steuerung ist jetzt auf der Reglerwelle aufgehängt, wird also nicht nur von ihr verstellt, sondern auch getragen. Da alle Hebel zentral gelagert sind, wird jedes einseitige Arbeiten vermieden; die Kräfte wirken alle in einer Ebene, so daß ein Ecken und Klemmen der Steuerungsteile ausgeschlossen ist.

Infolge dieser überaus einfachen Anordnung und der wenigen zu bewegenden Teile ist die Rückwirkung auf den Regler auf das Mindestmaß beschränkt und die Anhubbeschleunigung der Einlaßventile für alle Füllungen konstant. Ferner ist bei den wirtschaftlich brauchbaren Füllungen reichlicher Ventilhub vorhanden und zwar ohne regelwidrige Voröffnung bei kleinen und ohne übergroße Ventilhube bei größeren Füllungen. Die vier beinahe entlasteten Ein- und Auslaßventile werden für alle Füllungsgrade von dem äußerst genau wirkenden zwangläufigen Steuermechanismus mit zunehmender Geschwindigkeit gehoben und, ohne



Figur 55.

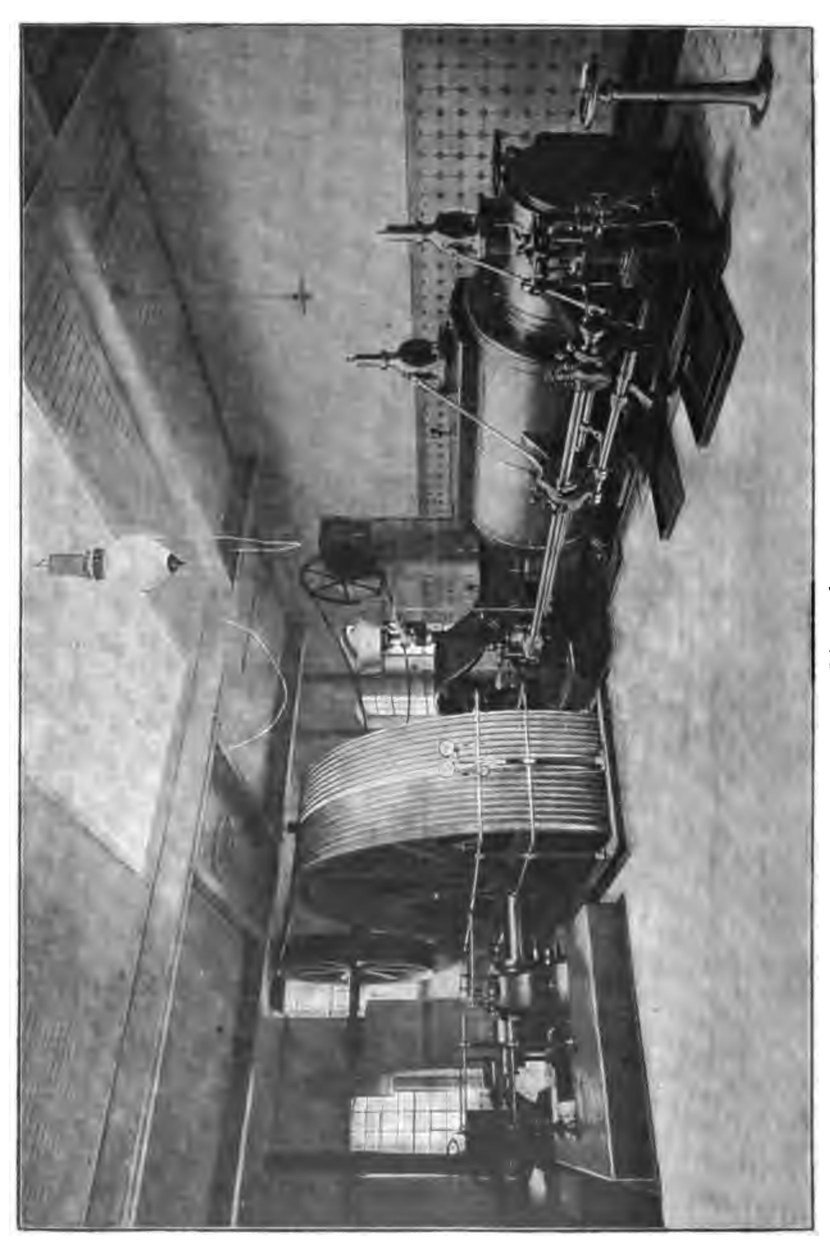
sie fallen zu lassen, mit abnehmender Geschwindigkeit so rasch geschlossen, als mit Rücksicht auf dauernde Dichtheit der Ventilsitze zweckmäßig ist, wodurch die Steuerung vollständig geräuschlos arbeitet.

Eine besondere Eigenart der Ausführung der Dampfmaschinen dieser Firma bildet die Tandemheißdampfmaschine Patent WILHELM SCHMIDT, welche in Figur 56 in der äußeren Anordnung, in Figur 57 im Längsschnitt (zugleich durch die Kondensatorpumpe) dargestellt ist. Die Haupteigentümlichkeit dieser Maschine liegt darin, daß die Anzahl der Ein- und Auslaßorgane nur halb so groß ist, wie bei einer gewöhnlichen Tandemmaschine. Die genannte Firma schreibt über diese Maschine folgendes:

„Unter den mit hoch überhitztem Dampf arbeitenden Maschinen haben wir mit der Tandemheißdampfmaschine, Patent WILHELM SCHMIDT, die glänzendsten Erfolge erzielt. Der Dampfverbrauch, durch vielfache und eingehende amtliche Untersuchungen festgestellt, ergibt sich, einen Dampfdruck von 10 bis 11 Atm. vorausgesetzt, bei kleineren Maschinen bis zu einer Leistung von 75 PS zu 4,7 kg,

bei mittleren Maschinen von 250 PS zu 4,25 kg und bei großen Maschinen zu 4 kg pro indizierte Pferdekraft und Stunde.

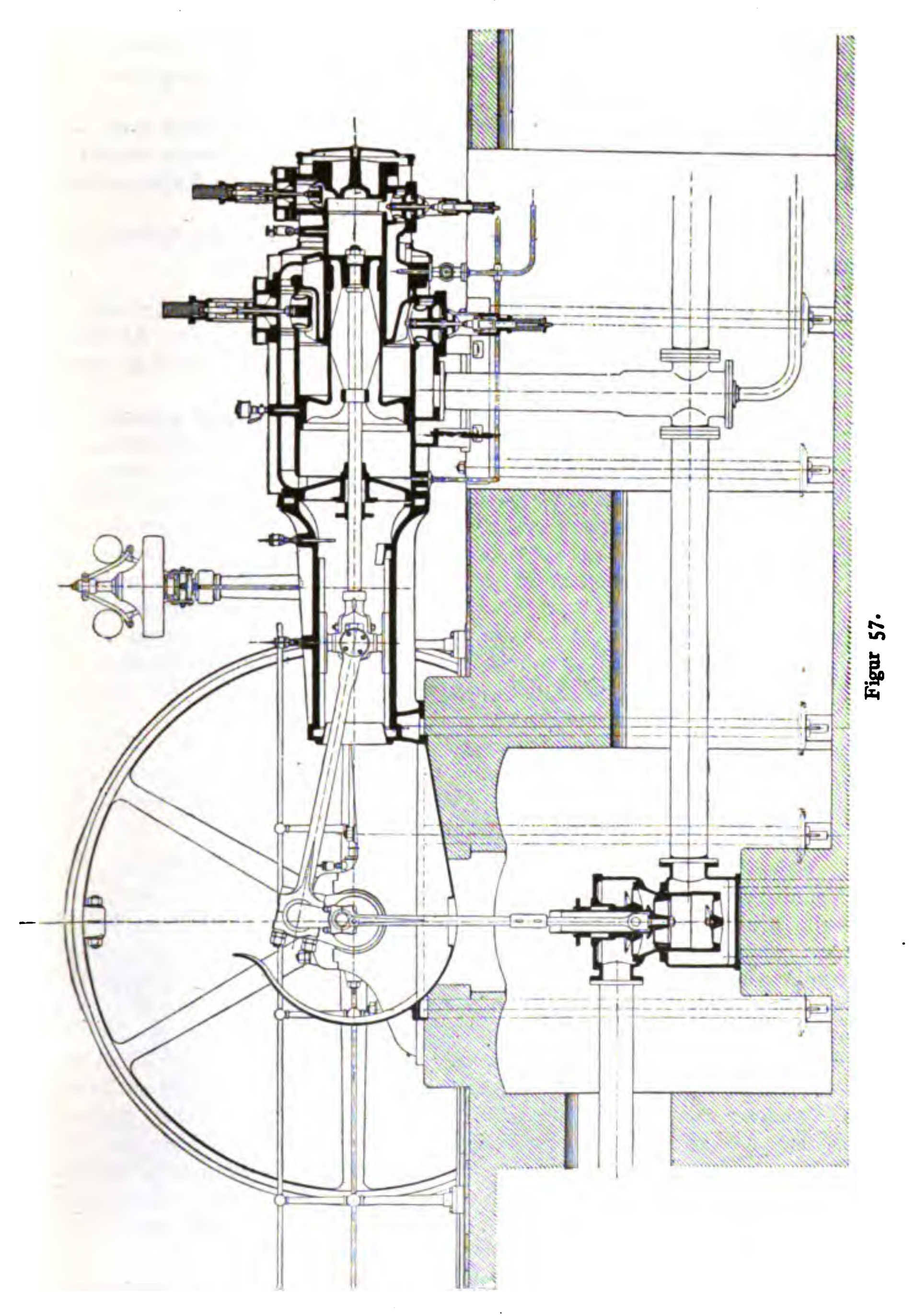
Die zahlreichen Nachbestellungen gerade dieser Maschinen beweisen deren außerordentliche Beliebtheit. So wurden uns von einer Firma allein acht Maschinen



Figur 56.

dieses Systems in Größen von 350 bis 1000 PS nachbestellt. Infolge der diesem Maschinentyp eigentümlichen Kolbenausbildung werden die hintereinander liegenden Zylinder ohne zwischenliegende Stopfbüchse miteinander verbunden. Jeder Zylinder hat nur ein Einlaß- und ein Auslaßventil. Der kleinere Zylinderraum hinter dem

Kolben bildet den Hochdruckzylinder, der vordere größere Zylinderraum einschließlich des Hohlraumes im Kolben den veränderlichen Aufnehmer, und der Ringraum in der Mitte den Niederdruckzylinder.



Figur 57.

Die Wirkungsweise der Maschine ist folgende:

Der Dampf strömt durch das obere Einlaßventil des Hochdruckzylinders in diesen ein, treibt den Kolben nach vorn und tritt kurz vor dem vorderen

Totpunkte durch das unten befindliche Auslaßventil in den vorderen Aufnehmerraum über. Hier treibt der Dampf durch seinen Druck auf die bedeutend größere Kolbenfläche den Kolben rückwärts, indem er gleichzeitig weiter expandiert, um beim nächsten Vorwärtsgang in den Niederdruckzylinder einzutreten und dort seine Expansion bis auf die Kondensatorspannung zu vollenden. Beim folgenden Rückwärtsgang entweicht dann der vollkommen ausgenutzte Dampf nach dem Kondensator.

Obgleich also Hoch- und Niederdruckzylinder einfachwirkend sind, wird die Maschine durch das Hinzutreten des veränderlichen Aufnehmers doch doppeltwirkend. Der Aufnehmer ist daher gleichzeitig ein dritter Expansionszylinder mit positiver Arbeitsleistung.

Für die Anwendung hoch überhitzten Dampfes ist dieses System ganz besonders geeignet, wie sich aus nachstehendem erkennen läßt:

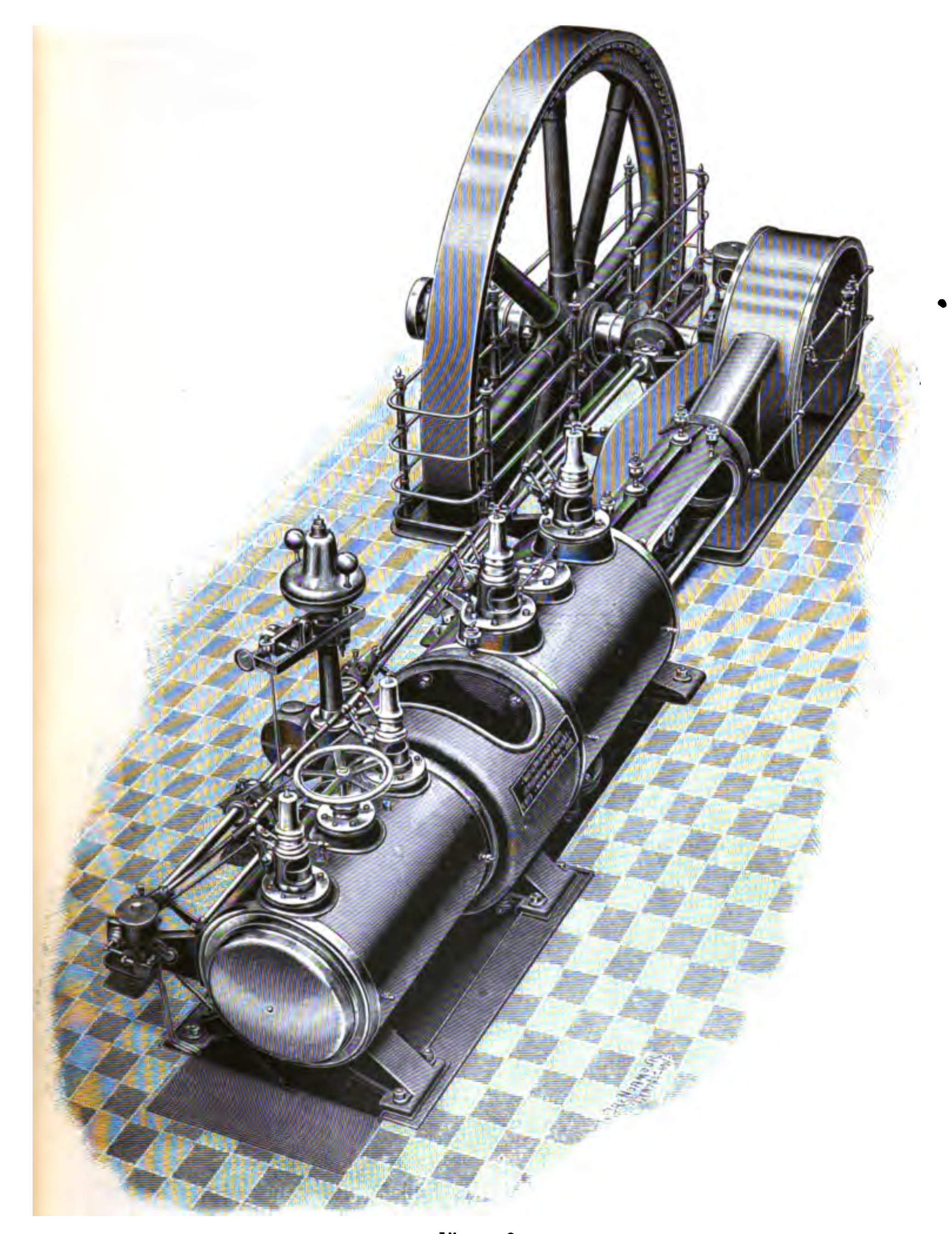
1. Der Hochdruckzylinder braucht keinen Dampfmantel, es genügt, ihn gut mit Wärmeschutzmasse zu isolieren. Die während der Admission an die Zylinderwände übergehende Wärme kommt nachher dem Aufnehmer zugute.
2. Der Niederdruckzylinder ist durch Aufnehmerdampf geheizt, da die äußeren Wände des Aufnehmers in der folgenden Periode solche für den Niederdruckzylinder bilden und ihre Wärme an den hier einströmenden Dampf abgeben. Auch Kolben, Deckel und Mantel des Niederdruckzylinders sind durch den Aufnehmerdampf in geradezu idealer Weise geheizt; es geht also in der Maschine keine Wärme verloren.
3. Der Hochdruckkolben ist durch den Aufnehmerdampf von innen gekühlt.
4. Es ist nur eine Stopfbüchse, und zwar in dem verhältnismäßig kühlen Aufnehmerraume, vorhanden. Dieselbe steht unter einem Überdruck von $^1/_2$ bis 1 Atm. und wird niemals vom Vakuum beeinflußt.
5. Die Zahl der Ein- und Auslaßorgane ist nur halb so groß wie bei einer gewöhnlichen Tandemmaschine.
6. Die Bedienung und Wartung ist eine höchst einfache, und da die Steuerorgane usw. auf ein Minimum reduziert sind und nur das vorzüglichste Material zur Anwendung gelangt, ist auch die Betriebssicherheit die denkbar größte.“

Neben den beiden vorgenannten Ventilsteuerungen verdient vor allen Dingen die Ventilsteuerung der weltbekannten Firma Gebr. Sulzer in Winterthur (in der Schweiz) bezw. Ludwigshafen a/Rh. noch Erwähnung, welche in Deutschland außer von der genannten Filiale in Ludwigshafen noch von der Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg ausgeführt wird. Die äußere Anordnung einer liegenden Tandemverbundmaschine der zuletzt genannten Firma ist in Figur 58 dargestellt, während Figur 59 die sogenannte neuere Ausführung der Steuerung dieser Firma sowie einen Schnitt durch die beiden Ventile (Ein- und Auslaßventil) darstellt. Wie aus der ersten Figur ersichtlich ist, erfolgt der Antrieb sämtlicher Steuerungsteile aller Zylinder von einer, durch die Kurbelwelle der Maschine mittels eines konischen Räderpaares angetriebenen, parallel zur Längsachse der Zylinder liegenden Steuerwelle aus. Auf ihr sitzt für jedes Einlaßventil (also für die Tandemmaschine für vier Ventile) ein Exzenter *c*, Figur 59, von welchem die Bewegung sowohl des Einlaß- als auch des Auslaßventiles bewirkt wird.[1]

Die kurze Stange desselben wird ungefähr in der Mitte von zwei auf einer Welle *m* frei drehbaren Schienen erfaßt, während ihr äußeres Ende mit einem Winkelhebel *a* gelenkig verbunden ist, dessen Ende durch eine Stange *b* mit

[1] Nach Bernoullis Dampfmaschinenlehre. 8. Auflage. F. Freytag, Stuttgart 1900. p. 281 ff.

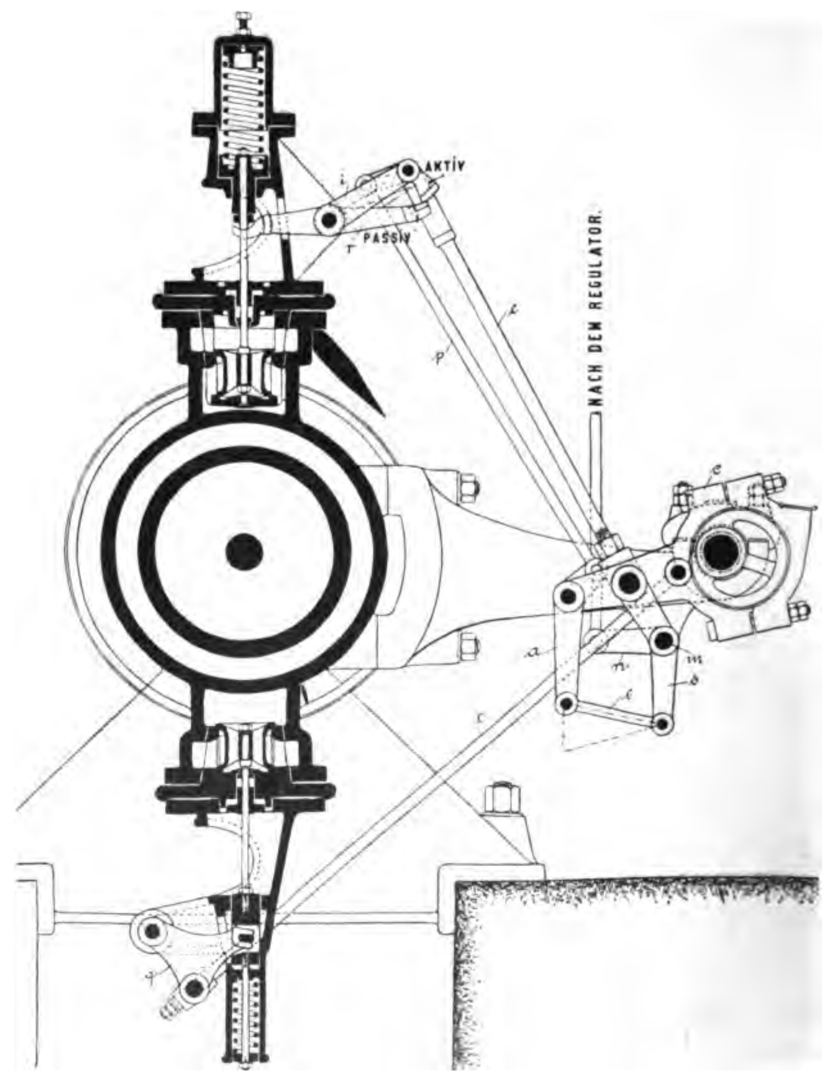
einem auf der Welle *m* aufgekeilten Hebel *d* zusammenhängt. Auf derselben Welle ist ferner ein zweiter Hebel *n* befestigt, welcher durch eine Stange vom



Figur 58.

Regulator gehoben oder gesenkt werden kann. Inmitten der Exzenterstange greift noch eine nach oben geführte Stange *e* an, deren anderes Ende einen Winkelhebel trägt, dessen senkrechter Schenkel den aktiven Mitnehmer bildet und diesem,

sowie zwei um einen Festpunkt frei drehbaren Lenkern *i* eine auf und nieder gehende Bewegung erteilt. Der Endpunkt des wagerechten Schenkels des vorgenannten Winkelhebels ist durch eine Stange *p* mit dem am äußeren Ende der Exzenterstange angreifenden Winkelhebel *a* verbunden, so daß der aktive Mitnehmer eine entsprechende Bewegung ausführt. Hierbei trifft er auf den zwischen den Lenkern liegenden Ventilhebel *r* mit harter Gleitfläche (passiver Mitnehmer)



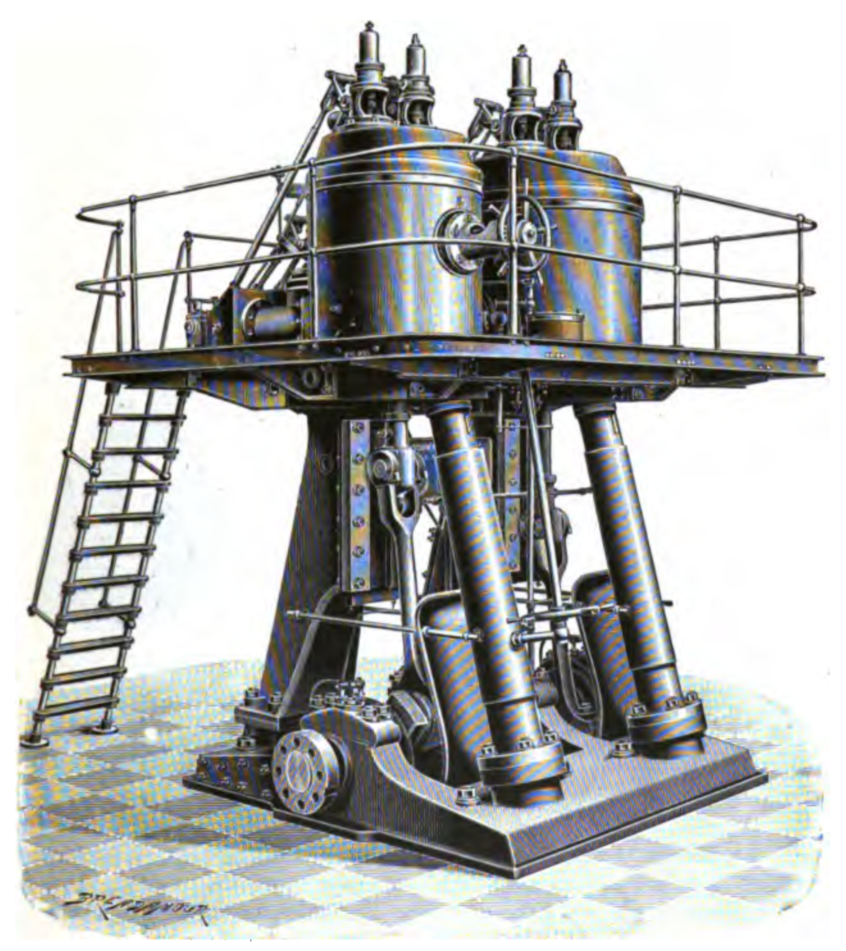
Figur 59.

und drückt denselben nieder, wobei das Einlaßventil gehoben wird, während gleichzeitig eine Verschiebung des aktiven Mitnehmers über den passiven erfolgt, bis wieder die Auslösung eintritt und das Ventil durch eine vordem zusammengedrückte Feder rasch auf seinen Sitz zurückgeführt wird. Durch den Regulator wird eine derartige Verstellung des aktiven Mitnehmers bewirkt, daß derselbe längere oder kürzere Zeit mit dem passiven Mitnehmer in Berührung bleibt, wodurch veränderliche Füllungen erreicht werden. Der Antrieb des Ausström-

ventiles geschieht ebenfalls von der Exzenterstange aus mittels zweier Stangen *t*, die den Winkelhebel *q* betätigen. Die neuere Sulzersteuerung ist namentlich für hohe Tourenzahlen geeignet.

Die stehenden Dampfmaschinen.

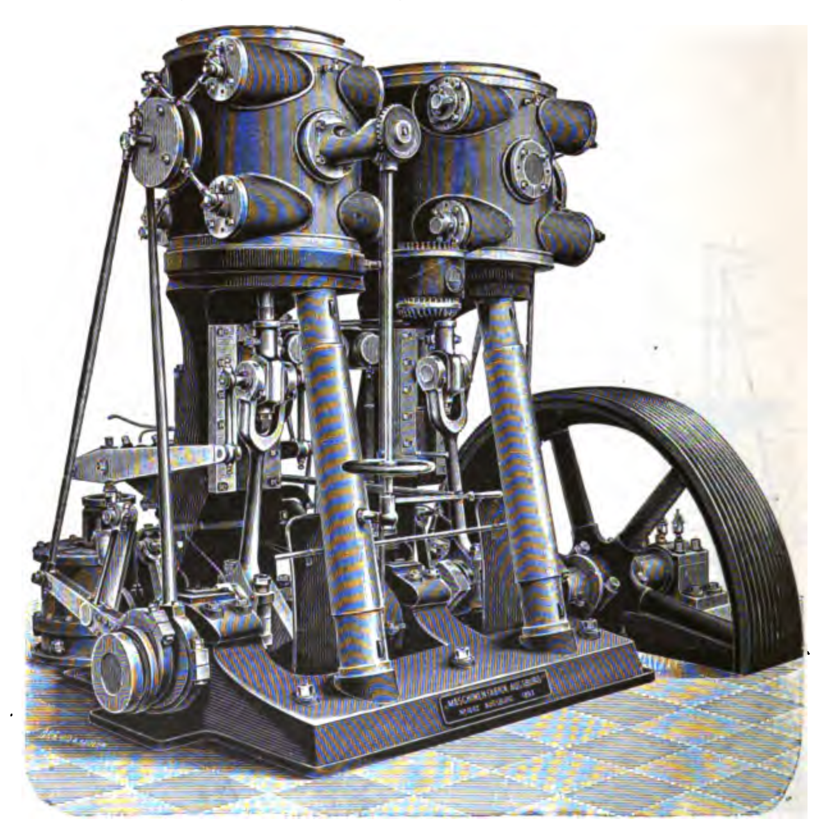
Die stehenden Dampfmaschinen finden ihre hauptsächlichste Anwendung als Schiffsmaschinen und werden hier fast ausnahmslos als Zwei-, meistens Drei-, seltener auch Vierfachverbunddampfmaschinen mit Kondensation ausgeführt. Sie sind für diese Zwecke besonders ihres weit geringeren Raumbedarfes wegen geeignet. Aus letzterem Grunde jedoch werden sie auch vielfach dort mit Vor-



Figur 60.

liebe den liegenden Maschinen vorgezogen, wo auf geringem Raume verhältnismäßig hohe Leistungen erzielt werden sollen. Diese Maschinen werden fast immer als sogenannte Hammermaschinen ausgeführt und sind zwei Konstruktionen dieser Maschinen der vorgenannten Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg in den Figuren 60 und 61 abgebildet. Die erstere der beiden ist eine stehende Verbundmaschine mit Ventilsteuerung nach Art der vorbeschriebenen Sulzersteuerung, die letztere eine Verbundmaschine mit Rundschieber-, Hahn- oder Corlißsteuerung

und dahinter liegender, stehender Kondensatorluftpumpe, welche durch einen doppelarmigen Hebel vom Kreuzkopf der Maschine aus angetrieben wird. Häufige Anwendung finden die stehenden Dampfmaschinen auch zum Betriebe von Gebläsemaschinen, in welchem Falle die Kolbenstangen nach oben durchgeführt sind und über den Dampfzylindern die Gebläsezylinder angeordnet werden. Die umgekehrte Anordnung der Gebläsezylinder unterhalb der Dampfzylinder, wie sie namentlich in Amerika zur Ausführung gelangt ist, wird in Deutschland weniger zur Anwendung gebracht. Derartige stehende Gebläsemaschinen werden ausgeführt von der Friedrich-Wilhelmshütte in Mülheim (Ruhr), der Kölnischen Maschinenbauaktiengesellschaft Köln-Bayenthal und anderen.[1] Stehende Maschinen



Figur 61.

nach Art der beiden vorgenannten Maschinen der Augsburger Maschinenfabrik finden außer der Verwendung als Schiffsmaschinen namentlich vielfach Anwendung in Elektrizitätswerken, in welchem Falle die Dynamomaschinen fast immer direkt mit der tiefliegenden Antriebswelle gekuppelt sind.

Ein Hauptnachteil der stehenden Maschinen ist die geringere Übersichtlichkeit und schwierigere Zugänglichkeit der Steuerungsteile und überhaupt aller bewegten Teile der Maschinen.

B. Die Heißdampfmaschinen.

Einen wichtigen Fortschritt in der Entwickelung der Dampfmaschinentechnik, wohl den wichtigsten seit der Erfindung der Kondensations- und Verbunddampf-

---

[1] Näheres vergleiche des Verfassers „Gebläse“, 2. Aufl. 1903, p. 26 ff.

maschinen, bildet die zu Ende des vorigen Jahrhunderts zuerst zur allgemeinen Verbreitung gelangte Anwendung des Heißdampfes oder auch überhitzten Dampfes zum Betriebe von Dampfmaschinen. Man versteht unter Heißdampf einen solchen Dampf, welcher durch weitere Erwärmung des im Kessel erzeugten gesättigten Wasserdampfes unter gleichbleibenden Druck entsteht. Er hat die Eigenschaften eines Gases und kann einen großen Teil seiner Gesamtwärme nach außen abgeben, ehe er in den flüssigen Zustand übergeht, also kondensiert. Kondensationsverluste in den Leitungen und in der Maschine, die bisher für die Ökonomie der Dampfmaschine von schädlichster Wirkung waren, sowie zerstörende Wasserschläge im Zylinder sind daher völlig ausgeschlossen. Durch die Überhitzung erhält der Dampf ferner ein größeres spezifisches Volumen. Deshalb ist die gleiche Dampfmenge trotz des Wärmeaufwandes für die Überhitzung bedeutend billiger herzustellen. Die Leistungsfähigkeit einer Kesselanlage wird durch die Dampfüberhitzung ganz wesentlich gesteigert, so daß bei Einführung derselben häufig bei größeren Anlagen ein Kessel ganz außer Betrieb gesetzt werden oder trotz Vergrößerung der Betriebskraft die Neuanlage eines Kessels nebst Umbau des Kesselbaues und des Schornsteins ganz erspart werden kann.

Außerdem besitzt der Heißdampf eine geringere spezifische Dichte als der gesättigte nasse Dampf, ist daher leichtflüssiger als dieser. Seine Bewegung kann also leichter und schneller erfolgen, unter Verminderung der Reibungsverluste in den Leitungen. Man erhält hierdurch kleinere und somit billigere Rohrleitungen und gelangt folgerichtig auch zur Anwendung höherer Kolbengeschwindigkeiten, also zu äußerst vorteilhaften Maschinen.

Trotzdem diese vorzüglichen Eigenschaften des Heißdampfes seit langer Zeit bekannt sind, hat es doch vieler Jahre bedurft, bis seine Anwendung und die Erkenntnis seines hohen Wertes für den praktischen Betrieb die verdiente allseitige Anerkennung fand.

Heute weiß jeder technisch Gebildete und vor allem jeder Fachmann, daß die Überhitzung des Arbeitsdampfes von ganz hervorragendem Vorteil für jeden Dampfmaschinenbetrieb ist. Was vor wenigen Jahren noch vielfach bestritten wurde, ist damit zum Gemeingut der ganzen technischen Welt geworden, und auf allen Gebieten des Dampfbetriebes ist deutlich zu erkennen, wie der ökonomische und verbessernde Einfluß der Überhitzung immer mehr zur Geltung kommt.

Dieser Erfolg ist nicht zum kleinsten Teile dem zielbewußten Vorgehen und erfolgreichen Schaffen des Ingenieurs Wilhelm Schmidt zu verdanken. Seine bahnbrechenden Arbeiten und wertvollen Erfindungen haben vor nunmehr vierzehn Jahren die erste brauchbare Heißdampfmaschine für hoch überhitzten Dampf geschaffen, und durch praktische Versuche hat er zuerst den Beweis erbracht, daß die Vorzüge des Heißdampfes ganz besonders bei höheren Überhitzungsgraden zur Geltung kommen und hier eine ganz auffallende Abnahme des Dampfverbrauches verursachen.

Über die Temperatur-, Druck- und Wärmeverhältnisse des Heißdampfes gilt im allgemeinen folgendes.[1]

Dem im Dampfkessel erzeugten gesättigten Wasserdampf entspricht bei einer bestimmten Spannung eine bestimmte Temperatur. So entspricht z. B. gesättigtem Dampf von 8 Atm. Überdruck eine Temperatur von 174° C, solchem von 10 Atm. eine Temperatur von 183° C. Solchem Dampf kann man keine Wärme entziehen, ohne daß ein Teil desselben kondensiert.

Führt man aber diesem gesättigten Dampf Wärme zu, indem man ihn durch einen von Heizgasen umspülten sogenannten Überhitzer leitet, so wird der

[1] Nach einer interessanten und recht lehrreichen Zusammenstellung im Kataloge der Firma Dinglersche Maschinenfabrik, Akt.-Ges., Zweibrücken (Pfalz).

Dampf überhitzt. Überhitzter Dampf ist aber ein Gas, dem man bis zur Sättigungstemperatur Wärme entziehen kann, ohne daß ein Teil davon in flüssigen Zustand übergeht. Während also bei gesättigtem Dampf ein Teil desselben durch Abkühlung in der Dampfleitung, im Schieberkasten und im Dampfzylinder kondensiert, ist es bei überhitztem Dampf möglich, durch Abgabe eines Teiles der Überhitzung dieser unvermeidlichen Dampfkondensation zu begegnen, d. h. den Dampf nicht nur völlig trocken, also ohne Kondensationsverluste, sondern noch mit einer bestimmten Überhitzung vor den Kolben zu bringen.

Bedenkt man nun, daß kein Dampfkessel gesättigten Dampf erzeugt, sondern zum mindesten feuchten, meistens sogar nassen Dampf abgibt, so ist es einleuchtend, daß durch Anwendung von Überhitzungsapparaten, in welchen der Dampf erst getrocknet und dann überhitzt wird, sehr erhebliche Vorteile erzielt werden können. Der überhitzte Dampf bietet aber durch seine Volumenvermehrung einen weiteren sehr erheblichen Vorteil. Verhindert man nämlich bei der Überhitzung des Dampfes eine Steigerung der Dampfspannung, so wächst das Dampfvolumen; verhindert man dagegen die Volumenvermehrung, so steigert sich seine Spannung. Schaltet man die Überhitzer in die Dampfleitung zwischen Kessel und Maschine, so steht die Dampfspannung stets unter Kontrolle der Sicherheitsventile am Kessel, d. h. der Dampfdruck kann nicht steigen, folglich wächst durch Überhitzung das Dampfvolumen und zwar z. B. bei gesättigtem Dampf von 5 Atm. Überdruck, und 158° C Sättigungstemperatur:

um 10% bei einer Überhitzung um 42, also auf: 158 + 42 = 200 Gesamttemperatur
" 33% " " " " 142, " " : 158 + 142 = 300 "
" 57% " " " " 242, " " : 158 + 242 = 400 "

Je höher also die Überhitzung bei einer bestimmten Dampfspannung ist, desto größer ist auch die Volumenvermehrung. Allgemein ergibt sich bei verschiedenen Dampfspannungen eine Volumenvermehrung von:

Atm. Überdruck	Volumen, wenn gesättigt	Volumen, wenn überhitzt, auf eine Endtemperatur von		
		200	300	400° C
5	1	1,1	1,33	1,56
8	1	1,06	1,29	1,52
12	1	1,02	1,24	1,46

Würde man dagegen den Dampf in der Leitung zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder einer Verbundmaschine — also den Receiverdampf — überhitzen, so würde, da das mittlere Receivervolumen konstant bleibt, sich in diesem Falle durch Überhitzung die Dampfspannung steigern und zwar, wieder gesättigten Dampf von 5 Atm. Überdruck vorausgesetzt:

Von 5 auf 5,6 Atm. Überdruck b. einer Überhitz. um 42° C, also auf: 200° Endtemperatur
" 5 " 6,98 " " " " " " 142° " " " 300° "
" 5 " 8,42 " " " " " " 242° " " " 400° "

Die relative Volumenvermehrung verringert sich indessen bei höherer Dampfspannung; sie beträgt z. B. bei einer Überhitzung auf 300 Grad und einem ursprünglichen Dampfvolumen = 1

bei Dampf von 5 Atm. Überdruck 1,33
" " " 8 " " 1,29
" " " 12 " " 1,24

Aus diesen Zahlen geht nun zunächst hervor, daß die Volumenvermehrung eines bestimmten Dampfquantums allgemein mit der Höhe der Überhitzung

wächst, daß aber diese Eigenschaft am stärksten bei schwachen Dampfspannungen hervortritt. Bringt also die durch Überhitzung hervorgerufene Volumvergrößerung des Dampfes ökonomische Vorteile, so werden sich diese am stärksten — zunächst bei hoher Überhitzung — und dann bei alten, mit schwachem Dampfdruck arbeitenden Anlagen zeigen; selbstredend vorausgesetzt, daß die Maschinen zum Arbeiten mit hochüberhitztem Dampf geeignet sind. Die Praxis bestätigt die Theorie, denn wir entnehmen in folgender Tabelle den Resultaten einer Versuchsreihe, genommen durch Herrn W. Ripper, Professor of Engineering in Sheffield mit einer von uns gebauten 16pferdigen Heißdampfmaschine, daß bei konstanter Belastung und wechselnder Überhitzung die Maschine pro PS effektiv 18,2—8,2 kg Dampf gebrauchte.

Dampfdruck in Atm.-Überdr.	12[1]	12	12	12
Temperatur des Dampfes	190°	238°	311°	371° C
Leistung in PS eff.	18,9	19,14	18,50	18,66
Dampfverbrauch pro Stunde u. PS eff. in kg	18,2	16,0	9,7	8,2

Zum Überhitzen des Dampfes wird aber Wärme verbraucht und es fragt sich daher, ob dieser Wärmeaufwand so gering ist, bezw. ob diese Wärme so billig beschafft werden kann, daß man vorteilhaft überhitzt. Man könnte ja sonst, namentlich bei direkt gefeuerten Überhitzern, so viel Brennmaterial benötigen, daß von einem Vorteil durch Überhitzen keine Rede sein kann.

Kann man z. B. bei 5 Atm. Überdruck 1 cbm auf 300° C überhitzten Dampf mit weniger Wärmeeinheiten erzeugen, als 1 cbm gesättigten Dampf, so ist die Überhitzung unbedingt vorteilhaft, denn die anderen Vorteile des überhitzten Dampfes, die sich der Rechnung entziehen — Beseitigung der Kondensverluste in Leitungen, Schieberkasten und Zylinder, Verluste, die in der Regel viel bedeutender sind, als gewöhnlich angenommen wird — erhöhen dann nur den durch Volumenvermehrung bereits erzielten Gewinn.

Nun werden gebraucht:

Zur Erzeugung eines kg gesättigten Dampfes 606,5 + 0,305 t W. E.
„ Überhitzung „ „ „ „ um 1° C 0,48 W. E.

wobei $t =$ die einem bestimmtem Dampfdruck entsprechende Dampftemperatur bedeutet.

Es benötigt also zu seiner Erzeugung:

1 kg gesätt. Dampf von 5 Atm. Überdruck $606{,}5 + 0{,}305 \cdot 158 = 654{,}7$ W. E.
8 „ „ $606{,}5 + 0{,}305 \cdot 174 = 659{,}7$ „
12 „ „ $606{,}5 + 0{,}305 \cdot 190 = 664{,}6$ „

oder 1 cbm gesättigter Dampf:

von 5 Atm. Überdruck, da 1 cbm 3,132 kg wiegt: $654{,}7 \cdot 3{,}132 = 2040$ W. E.
„ 8 „ „ „ 1 „ 4,983 „ „ $659{,}7 \cdot 4{,}983 = 3287$ „
„ 12 „ „ „ 1 „ 6,472 „ „ $664{,}6 \cdot 6{,}472 = 4300$ „

Soll nun gesättigter Dampf von z. B. 5 Atm. Überdruck auf 300° C überhitzt werden, so müßten ihm

$(300-158) \cdot 0{,}48 = 142 \cdot 0{,}48 = 68{,}1$ W.E. pro 1 kg oder $68{,}1 \cdot 3{,}132 = 213$ W.E.

pro 1 cbm zugeführt werden.

Werden demnach 1 cbm gesättigten Dampfes von 5 Atm. 213 W.E. zugeführt, so verwandelt er sich in überhitzten Dampf von 300°, dehnt sich aber

[1] Versuch mit gesättigtem Dampf ohne Überhitzung.

dabei, wie wir früher sahen, auf 1,33 cbm aus. Zu seiner Erzeugung beansprucht also 1 cbm auf 300° überhitzten Dampfes von 5 Atm. bloß $\frac{2040 + 213}{133} = 1693$ W.E., während 1 cbm gesättigten Dampfes von gleichem Drucke 2040 W.E. verlangt.

So erfordert 1 cbm Dampf je nach Spannung und Überhitzung zu seiner Erzeugung folgende Wärmeeinheiten:

Atm.-Überdruck	wenn gesättigt	wenn überhitzt auf 200°	300°	400° C
5	2040	1912	1693	1530
8	3026	2908	2560	2317
12	4300	4243	3743	3392

Verlangt also ein bestimmtes Volumen gesättigten Dampfes von z. B. 5 Atm. zu seiner Erzeugung 100 W.E., so beansprucht das gleiche Volumen auf 300° überhitzt nur 83 W.E., also 17 % weniger.

Für verschiedene Spannungen und Überhitzungen ergibt sich folgender Wärmebedarf:

Atm.-Überdruck	Zur Erzeugung sind erforderlich an Wärmeeinheiten			
	wenn gesättigt	wenn überhitzt auf 200°	300°	400°
5	100	94	83	74
8	100	96,1	85	77
12	100	97,7	87	79

Die Tabelle lehrt zunächst, daß allgemein ein bestimmtes Volumen überhitzten Dampfes mit weniger Wärmeeinheiten als das gleiche Volumen gesättigten Dampfes erzeugt werden kann, ferner, daß der Unterschied an aufzuwendenden Wärmeeinheiten bei schwacher Dampfspannung und hoher Überhitzung am größten wird.

Greift man nochmals auf das Beispiel des auf 300° überhitzten Dampfes von 5 Atm. zurück, so lehrte die Rechnung, daß zur Erzeugung von 1 kg gesättigten Dampfes $606{,}5 + 0{,}305 \cdot 158 = 654{,}2$ W.E. erforderlich, daß aber zur Überhitzung dieses Dampfes um 142°, also auf 300°, bloß weitere $0{,}48 \cdot 142 = 68$ W.E. nötig sind. Erfordert also die Überhitzung 1 kg Dampfes von 5 Atm. Überdruck bis 300° einen Mehraufwand an Wärme = 10,6 %, so bringt sie dafür eine Volumenvermehrung von 33 %, wodurch pro 1 cbm eine Ersparnis an Erzeugungswärme, d. h. an Kohlen von 17 % bedingt ist. (In der Praxis wird die Dampfersparnis bei Maschinenbetrieb wegen der Verhütung der Kondensationsverluste häufig erheblich größer.)

In jeder Dampfmaschine füllt bei jedem Kolbenwechsel ein gewisses Volumen Dampf bestimmter Spannung die Zylinder. Je höher also bei gleichbleibender Spannung die Volumenvermehrung bei geringerem Wärmeaufwand gesteigert werden kann, desto billiger wird die Maschine arbeiten, desto weniger Kohlen werden verbraucht. Sollte also beim Dampfmaschinenbetrieb durch den Einbau von Überhitzern bei bestehenden Kesselanlagen bezw. durch Aufstellung von direkt gefeuerten Überhitzern eine Brennmaterialersparnis nicht herbeigeführt werden — wie das ab und zu vorkommen mag — so liegt das an einem un-

richtigen Einbau der Überhitzer bezw. schlechter Ausnützung des Brennmaterials in direkt gefeuerten Überhitzern.

Wird der Dampf dagegen nur zum Heizen, Kochen oder Trocknen benützt, so findet also nicht sein Volumen, sondern nur seine Wärme nutzbringende Verwendung, und es ist klar, daß, sofern nicht durch die Überhitzung Kondensationsverluste in langen Leitungen oder dergl. hintan gehalten werden, durch überhitzten Dampf theoretisch keine erheblichen Vorteile zu erzielen sind, denn die Überhitzung des 5 Atm.-Dampfes von 158° auf 300° C verlangt ein Mehr von 68 W.E. und die Erzeugung dieser 68 W. E. verlangt nur dann kein Mehr an Kohle, wenn diese Wärme ohne weiteres den Kesselgasen entzogen werden kann. Man muß sich indessen stets vergegenwärtigen, daß gesättigter Dampf, wenn er dem Überhitzer zugeführt wird, erst getrocknet und dann überhitzt wird. Ist der gesättigte Dampf naß, so bedarf es zur Trocknung manchmal sehr bedeutender Überhitzer-Heizflächen. Es ist ein Fall bekannt, bei welchem an einem Überhitzer von 65 qm, der im zweiten Zuge eines Wasserröhrenkessels von 332 qm eingebaut wurde, eine Überhitzung nicht gemessen werden konnte. Der Kessel wurde stark angespannt und lieferte so nassen Dampf, daß die 65 qm des Überhitzers noch nicht einmal zur Trocknung des Dampfes ausreichten. Allein der Überhitzer erwies sich selbstverständlich doch als sehr vorteilhaft, denn das mitgenommene Wasser, welches er nachverdampfte, wäre sonst als heißes Kondenswasser in den Kondenswasserableitern und in den Ablaßhähnen der Dampfzylinder nutzlos verloren gegangen.

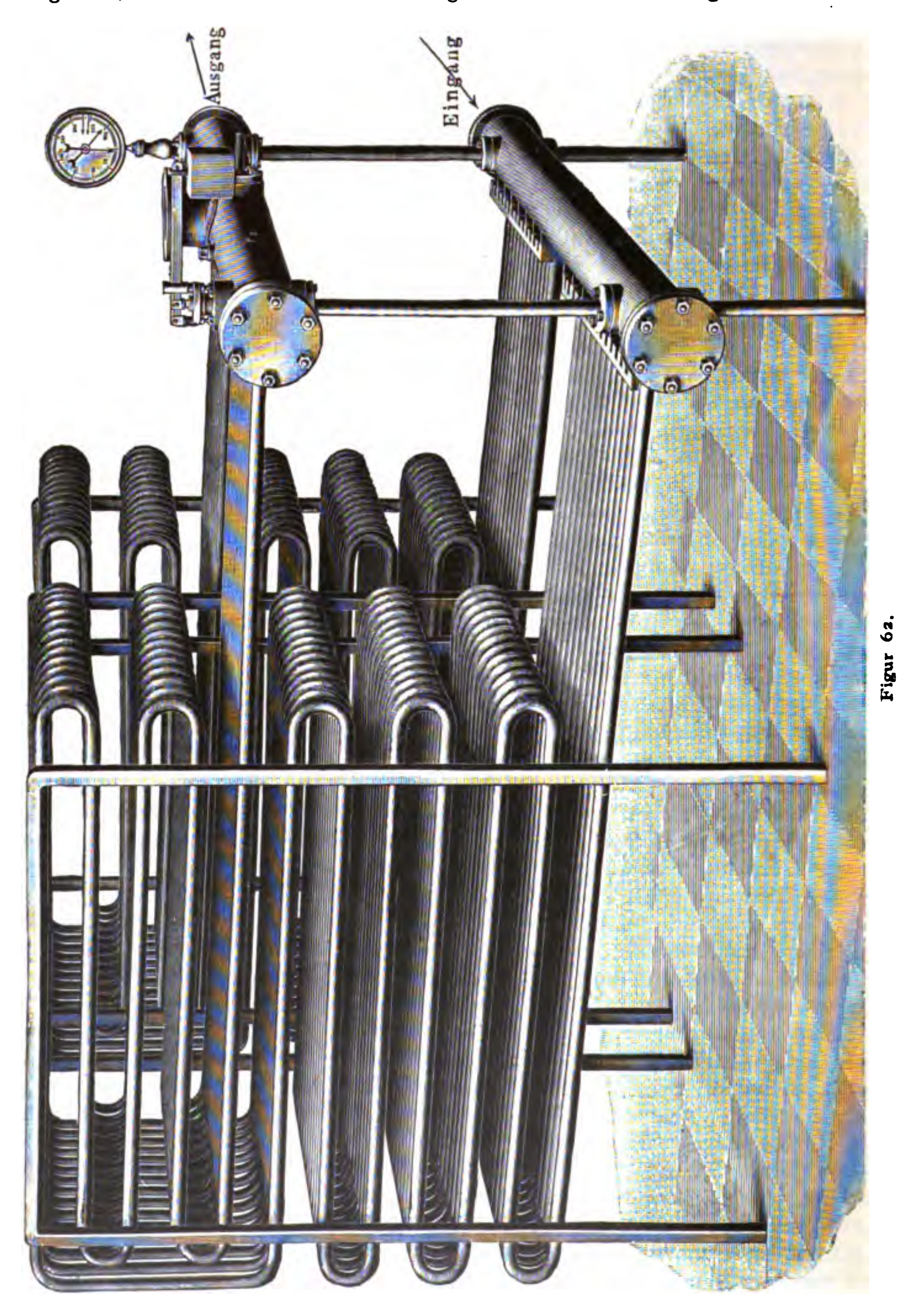
Ein weiterer indirekter Vorteil der Anwendung von überhitztem Dampf, der besonders bei größeren Anlagen von Bedeutung wird, ist die Verminderung der Kesselzahl. Gebraucht die Maschine 20 % weniger Dampf, so kann selbstredend auch die Kesselheizfläche 20 % kleiner gewählt werden. Die Kessel können auch sehr erheblich stärker beansprucht werden, weil die nachteiligen Folgen des nassen Dampfes oder des vom Dampf mitgerissenen Wassers, welche bei starker Beanspruchung des Kessels zunehmen, keinen störenden Einfluß auf den Betrieb mit Überhitzern ausübt. Dieser Punkt ist bei Neuanlagen von besonderer Wichtigkeit, weil sehr oft die Kosten der Überhitzer durch Ersparnis an Kesselheizfläche ganz oder zum größten Teil gedeckt werden, besonders da, wo die Anlage neuer Kessel neue Gebäude und größere Schornsteine erfordern und, was öfters der Fall ist, der Platz hierzu nicht vorhanden ist.

Die Dampfleitungen können mit geringerem Durchmesser ausgeführt werden, was als ein weiterer kleiner Vorteil zu betrachten ist. Da überhitzter Dampf leicht einen nennenswerten Teil seiner Temperatur verliert, tut man gut, die Dampfleitungen nicht größer zu wählen, als durchaus nötig ist. Dampfgeschwindigkeiten von 30 m in den Leitungen sind durchaus zulässig.

Eine Überhitzung von 250° C, abgelesen am Überhitzer, vertragen die meisten Dampfmaschinen ohne weiteres. Für höher überhitzten Dampf müssen Zylinder, Steuerung und Stopfbüchsen besonders konstruiert sein. Zur Schmierung der Dampfzylinder und Stopfbüchsen muß ein gutes Mineralöl mit nicht zu tiefem Einflammungspunkt verwendet werden; im übrigen geschieht die Schmierung am besten in üblicher Weise mittels Schmierpumpen. Der Verbrauch an Zylinderöl ist bei überhitztem Dampf eher geringer als bei gesättigtem. Bei hoher Überhitzung müssen alle Leitungen einschließlich Flanschen sehr sorgfältig mit unbrennbarer Isoliermasse — am besten mit Kieselgur — isoliert werden. Der Temperaturverlust bei hoher Überhitzung beträgt, gute Isolierung vorausgesetzt, bei kleinen Leitungen ca. 1° C, bei großen Leitungen ca. $^1/_2$° pro laufenden Meter.

Bezüglich der Ausführung der Überhitzung kann man zwei Arten unterscheiden, Überhitzer mit indirekter Feuerung und Überhitzer mit direkter oder eigener Feuerung.

Der indirekt gefeuerte Überhitzer wird in die Dampfkesselummauerung eingebaut, er wird also von den Feuergasen des Kessels mit geheizt. Die An-



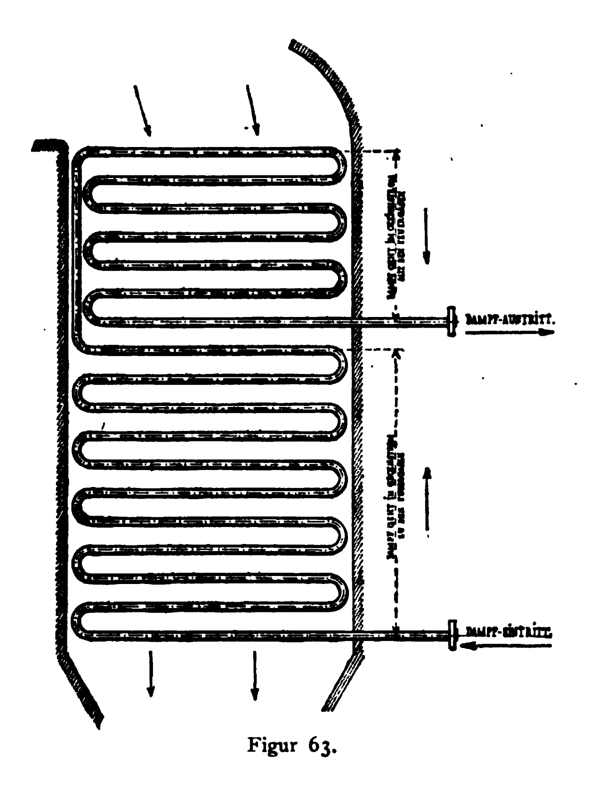
Figur 62.

ordnung erfolgt meistens unmittelbar hinter dem ersten Feuerzug, doch am besten so, daß der Überhitzer auch aus dem Strome der Heizgase ausgeschaltet werden kann.

Der Einbau eines solchen Überhitzers läßt sich auch bei vorhandenen Kesseln fast immer in sehr einfacher Weise und ohne große Störung ausführen.

Der direkt gefeuerte Überhitzer kommt dort in Frage, wo die indirekte Feuerung durch die Kesselheizgase nicht durchführbar ist, oder dann, wenn der gesamte Dampf einer größeren Kesselanlage in einem einzigen Überhitzer überhitzt werden soll. Hier spielen Anordnung, Material und Konstruktion eine besonders wichtige Rolle, weil die Überhitzerrohre direkt der ersten Hitze des Feuers ausgesetzt sind.

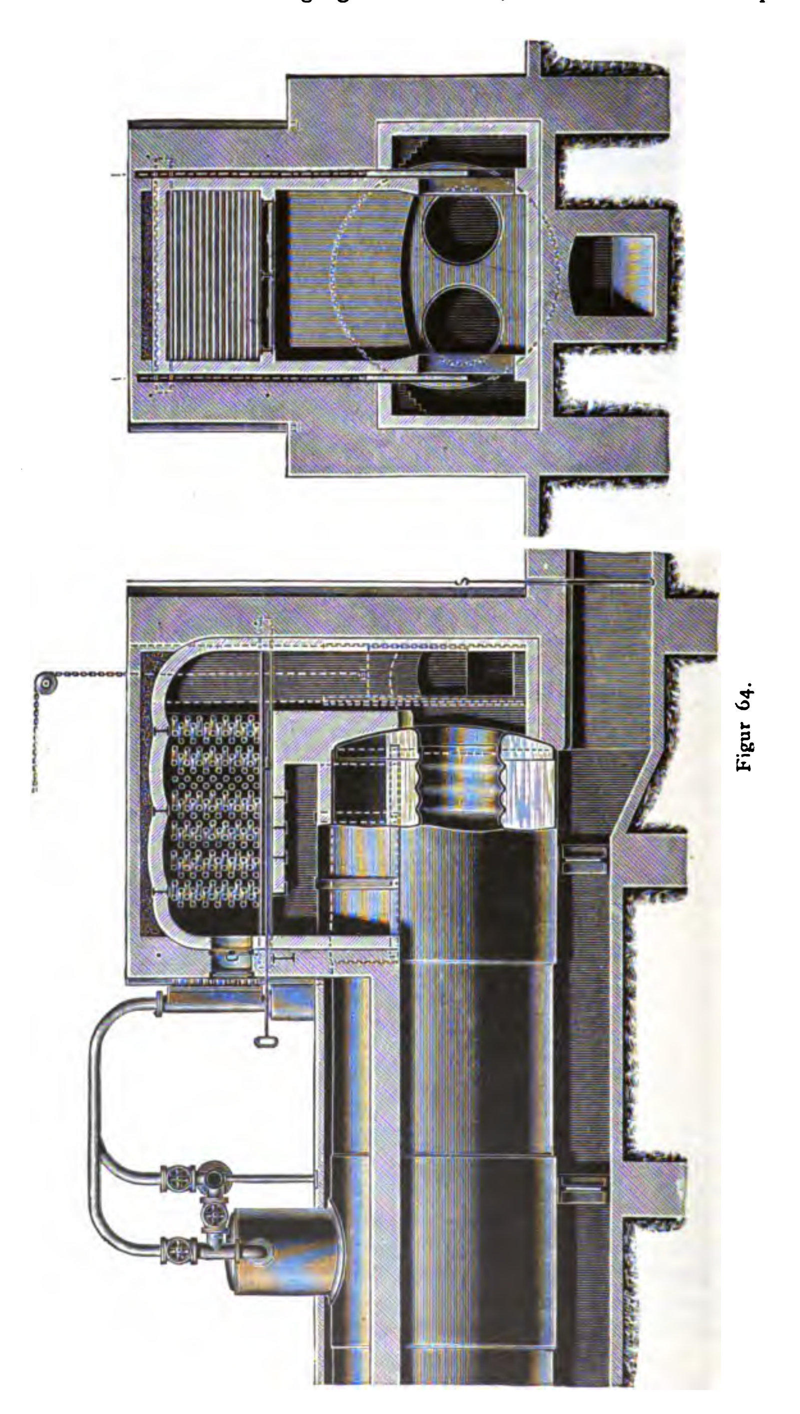
Die Ausführung eines Flachschlangenrohrüberhitzers, Patent WILHELM SCHMIDT, ist in Figur 62 dargestellt, während aus Figur 63 die Wirkungsweise desselben zu ersehen ist. Derselbe arbeitet nach dem Gleich- und Gegenstromprinzip und vereinigt daher die Vorzüge beider Systeme, nämlich die lange Lebensdauer des Gleichstromüberhitzers und die bessere Wärmeausnutzung der Feuergase beim Gegenstromüberhitzer. Der gesättigte Dampf tritt an jener Stelle in den Überhitzer ein, welche von dem aus dem Überhitzerraume austretenden Heizgasen



Figur 63.

bestrichen wird, strömt hierauf zunächst den Heizgasen entgegen, bis eine Trocknung bezw. geringe Überhitzung erreicht ist und wird sodann sofort der heißesten Zone im Überhitzerraume, nämlich dem Eintritt der Heizgase an diesen an der obersten Stelle zugeführt. Von hier an erfährt der Dampf eine starke Überhitzung und vollendet seine Wärmeaufnahme, während er, im Gleichstrome mit den Heizgasen, der Austrittsstelle zugeführt wird. Hierdurch wird erreicht, daß die Heizgase im Gegenstromteile sehr vorteilhaft ausgenutzt, aber auch die ersten, den höchsten Temperaturen ausgesetzten Rohrschlangen dauernd gekühlt, also vor dem Durchbrennen geschützt werden. Die Ausführung des Einbaues des SCHMIDTschen Überhitzers in einem Zweiflammenrohrkessel zeigt Figur 64. Derselbe ist hier auf den hinteren Teil des Kesselmauerwerkes aufgebaut und kann von den gesamten, aus den Flammrohren heraustretenden Feuergasen bestrichen werden, ehe dieselben in die seitlichen zweiten Züge gelangen. Durch

entsprechende Einstellung der beiden seitlichen Schieber kann ein Teil der Feuergase auch direkt in die Seitenzüge geleitet werden, ohne den Überhitzer passieren



Figur 64.

zu müssen, und durch Schließen des oberen Schiebers kann der Überhitzer ganz aus dem Strome der Heizgase ausgeschaltet werden.

Die Regulierung der Temperatur erfolgt demnach allein durch die beiden seitlichen Schieber, welche ausbalanciert sind und gemeinsam vom Heizerstand aus bedient werden können.

Diese Anordnung des Überhitzers erfordert keine Verlängerung des Kesselmauerwerkes und läßt die hinteren Reinigungstüren des Kessels vollkommen frei.

Selbstverständlich ist für jeden besonderen Kessel eine besondere Art des Einbaues gewählt und würde es hier zu weit führen, auf sämtliche Ausführungen dieser Art näher einzugehen.[1]

C. Die Dampfturbinen.

Während die Kolbendampfmaschine fast während des ganzen vorigen Jahrhunderts die einzige Wärmekraftmaschine war, welche zur Erzeugung motorischer Kraft ausgedehnte Anwendung gefunden hat, und ihr die ungeheuere Entwickelung, welche die Industrie und das Verkehrswesen im vergangenen Jahrhundert gewonnen haben, vor allem zuzuschreiben ist, erwuchsen ihr nahezu gegen Ende des Jahrhunderts zwei Konkurrenten, welche gegenwärtig ihren Platz neben derselben vollkommen behaupten, die Gasmaschine, speziell in ihrer Ausführung als Großgasmaschine und die Dampfturbine.

Als die beiden hauptsächlichsten bahnbrechenden Konstrukteure und Erfinder auf dem hier zunächst zu behandelnden Gebiete der Dampfturbinen sind der Schwede de Laval und der Engländer Parsons zu nennen, welche auch als die Repräsentanten der beiden verschiedenen Hauptsysteme der Dampfturbinen ganz allgemein gelten können. In neuerer Zeit haben sich den Turbinen dieser Erfinder die Dampfturbinen von Rateau, Curtis, Riedler-Stumpf, Zoelly und Anderen an die Seite gestellt. Der wesentliche Unterschied aller Dampfturbinen gegenüber den Kolbendampfmaschinen liegt darin, daß bei ersteren durch strömende Wasserdämpfe Schaufelräder in rasche Umdrehung versetzt werden und die hierbei geleistete mechanische Arbeit entweder direkt von der Turbinenwelle oder durch Zahnradvorgelege und Zwischenwellen abgeleitet wird.

Bezüglich der Wirkungsweise des Dampfes in diesen Turbinen kann man im wesentlichen zwei Hauptunterscheidungen treffen:

1. Die Aktionsturbinen und
2. die Reaktionsturbinen.

Bei der ersteren Wirkungsweise wird die lebendige Kraft des in einer konischen Düse expandierenden Dampfes ausgenutzt. Bei der anderen befindet sich der gepreßte Dampf in einem drehbaren Rotationskörper und strömt aus diesem durch tangentiale Öffnungen aus, wobei der Rotationskörper durch den Rückstoß in Umdrehung versetzt wird. Rein äußerlich betrachtet, unterscheiden sich beide Turbinensysteme durch die verschieden großen Umfangsgeschwindigkeiten und Umdrehungszahlen, und war der Grund für die Erfindung und Ausbildung des zweiten Systems in der außerordentlich hohen Tourenzahl des ersten Systems gegeben.

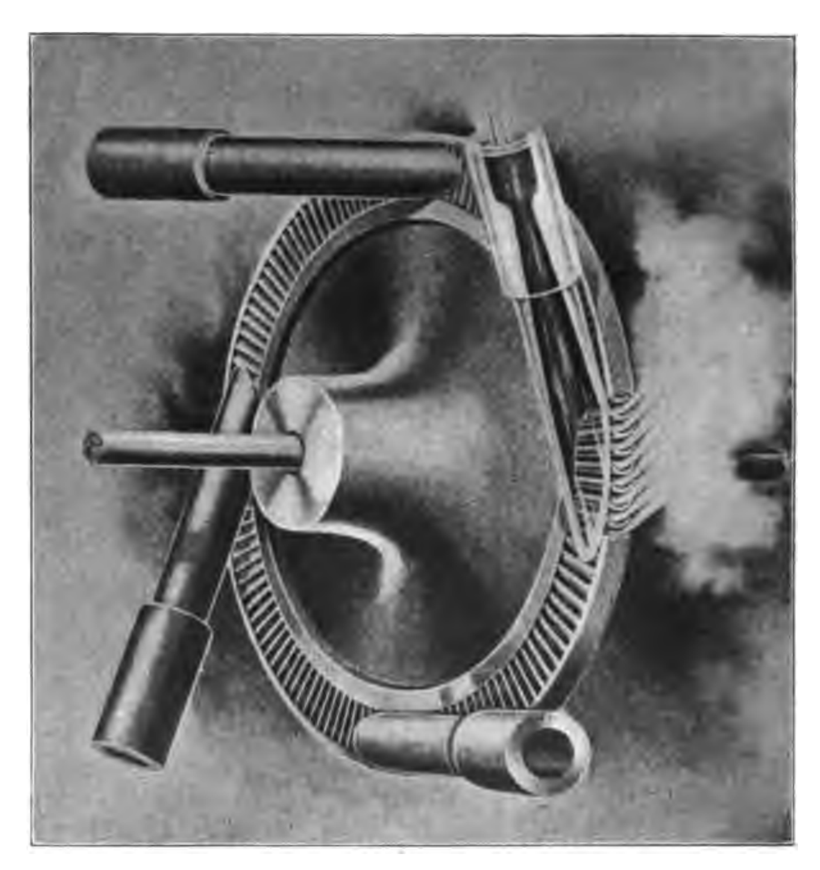
Die Geschwindigkeit, welche der ausströmende Dampf annimmt, ist abhängig von dem Drucke, unter welchem er ausströmt bezw. von der Druckdifferenz, die im Dampfraume vor der Expansion und nach der Expansion herrscht. Um daher die Umfangsgeschwindigkeit und Umdrehungszahl der Turbine zu verringern, beschritt Parsons den Weg, mehrere Turbinen hintereinander zu setzen und in

[1] Näheres siehe Katalog der Firma Ascherslebener Maschinenbauaktiengesellschaft, vorm. W. Schmidt & Co., Aschersleben, Nr. 202, Überhitzer und Economiser.

der ersten Turbine nur einen Teil des Druckgefälles auszunutzen, in einer zweiten, dritten usw. je einen weiteren Teil desselben. Die so erhaltene Turbine wird daher auch als Druckstufenturbine bezeichnet.[1]

1. Die Dampfturbine von DE LAVAL.

In Figur 65 ist die perspektivische Ansicht eines Laufrades dieser Turbine gegeben, aus welcher auch die Form der Düse zu ersehen ist. Zwei, vier oder mehrere der letzteren sind an der Seitenfläche des äußeren Randes des Turbinenrades angeordnet und tritt der Dampfstrahl an der einen Seite der mondsichelförmig gekrümmten Schaufel in das Rad ein, an der anderen Seite aus, wie es

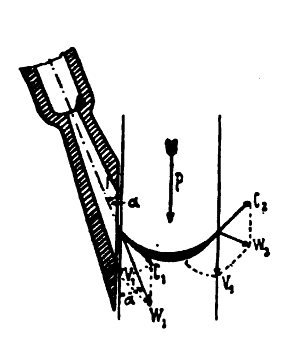


Figur 65.

aus Figur 66 ohne weiteres verständlich ist. Bei der Expansion in der Düse wird der Druck des Dampfes in Geschwindigkeit umgesetzt und sind die Druck- und Geschwindigkeitsverhältnisse aus dem Diagramm und der Tabelle, Figur 67, für einen Gegendruck von 0,1 bis zu einer Atmosphäre zu ersehen. Die größte in der Tabelle enthaltene Geschwindigkeit beträgt z. B. bei einem Druck von 13 Atm.

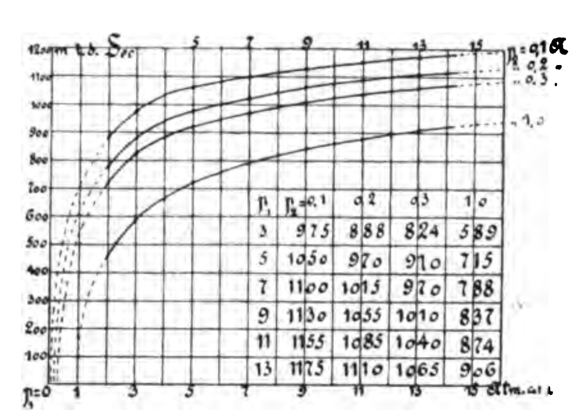
[1] Ausführlicheres siehe in dem Vortrag von W. BOVERI, Baden (Schweiz), über die Dampfturbinen und ihre Anwendung, mit besonderer Berücksichtigung der Parsonsturbine, gehalten auf der Hauptversammlung des Vereins deutscher Eisenhüttenleute am 23. April 1904 in Düsseldorf in „Stahl und Eisen", 1904, Nr. 13, dem die nachstehenden Mitteilungen teilweise entnommen sind.

und einem Gegendruck von $^1/_{10}$ Atm. 1175 m in der Sekunde. Das Diagramm zeigt deutlich den Einfluß der Geschwindigkeitszunahme bei Abnahme des Gegen-





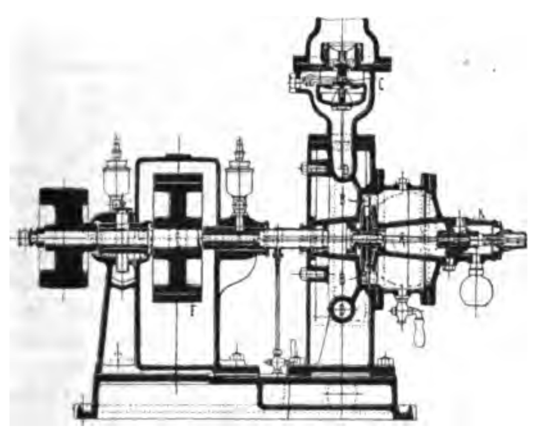
Figur 66.



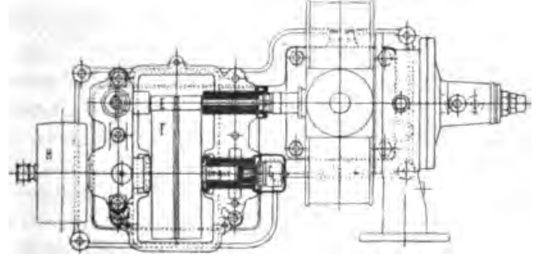
p_1	p_2 = 0,1	0,2	0,3	1,0
3	975	888	824	589
5	1050	970	910	715
7	1100	1015	970	788
9	1130	1055	1010	837
11	1155	1085	1040	874
13	1175	1110	1065	906

Figur 67.

druckes, indem bei einer Kondensatorspannung von $^1/_{10}$ Atm. die Geschwindigkeit immer um etwa 40—50 % größer ist, als ohne Anwendung der



Figur 68.



Figur 69.

Kondensation. Die Folge dieser außerordentlich großen Geschwindigkeit war bei den de Lavalschen Turbinen die außerordentlich hohen Tourenzahlen der Turbinenwellen, so betragen dieselben z. B. für eine Turbine

von	5 PS	30000	in der Minute oder	500	in der Sekunde
„ 10 „ 15	„	24000	„ „ „ „	400	„ „ „
„ 20 „ 30	„	2000	„ „ „ „	333	„ „ „
„	50 „	15000	„ „ „ „	250	„ „ „
„	100 „	17000	„ „ „ „	283	„ „ „

Für die Übertragung so außerordentlich hoher Tourenzahlen wandte DE LAVAL außerordentlich dünne elastische Turbinenwellen an, deren Eigentümlichkeit darin bestand, daß sich dieselben nach Erreichung einer gewissen Tourenzahl selbsttätig in ihre und des Schaufelrades Schwerpunktsachse einstellen und um dieselbe rotieren. Die Folge davon ist, daß die Durchmesser der Wellen außerordentlich klein sein können. Dieselben betragen z. B. bei einer Turbine

von 15 PS an der dünnsten Stelle 7,5 mm, im übrigen 9 mm
„ 100 „ „ „ „ „ 25 „ „ „ 30 „ [1].

Die gesamte Anordnung der DE LAVALschen Dampfturbinen nebst dem Übertragungsmechanismus der Zahnräder ist aus den Figuren 68 und 69 zu ersehen, in welchen *A* die Stahlwelle, *B* das Turbinenrad, *C* ein vom Regulator beeinflußtes Regulierventil, *D* den ringförmigen zu den Düsen führenden Dampfkanal, *E* und *F* zwei Stirnräder im Verhältnis 1 zu 10 und *H* die Riemenscheibe zur Abführung der Arbeitsleistung bezeichnet.[2]

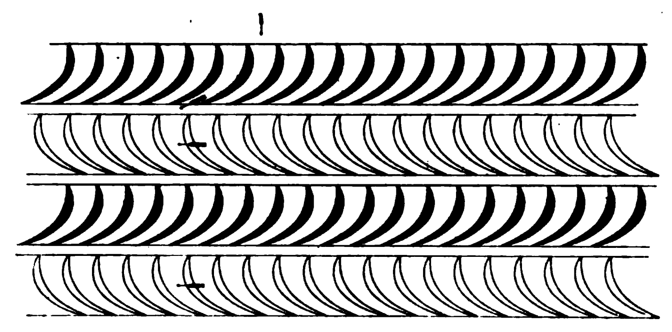
2. Die Dampfturbine von PARSONS.

Dieselbe besteht aus einer großen Reihe von Turbinen bezw. von aufeinander folgend angeordneten Leit- und Laufschaufelkränzen. Der erste Leitschaufelkranz dient dazu, um den Dampf unter entsprechender partieller Expansion eine gewisse Geschwindigkeit annehmen zu lassen und ihm gleichzeitig eine entsprechende Strömungsrichtung zu geben, mit der er auf den ersten Laufkranz trifft. Indem der Dampf seine Energie an diesen Laufkranz abgibt, verliert er gleichzeitig den größten Teil seiner Geschwindigkeit. Auch das Laufrad zeigt aber, wie das Leitrad, einen sich verengenden Schaufelquerschnitt, so daß der Dampf im Laufrade selbst seine Expansion fortsetzt und das Laufrad deshalb gleichzeitig als Reaktionsrad wie als Aktionsrad arbeitet. Der Dampf wird das Laufrad mit einer gewissen Geschwindigkeit verlassen, und für diese Geschwindigkeit dient der nächste Leitapparat als Umkehrschaufel. Gleichzeitig aber wird sich im nächsten Leitrade die Expansion fortsetzen. Der Dampf wird also eine weitere Beschleunigung erfahren und mit der hieraus resultierenden Geschwindigkeit auf den nächsten Laufapparat treffen. In dieser Weise erneuert sich das Spiel immer von neuem bis zur gänzlichen Expansion des Dampfes. Es ergibt sich also hieraus, daß PARSONS in seiner Turbine nicht nur das Aktions- und Reaktionsprinzip, sondern auch Geschwindigkeits- und Druckstufen in einem einzigen Organ vereinigt. Nebenstehende Figur 70 gibt ein Schema der Leit- und Laufschaufeln der Parsonsturbine, und zwar stellen die schwarzen Schaufeln die Leitkränze, die weißen die Laufkränze dar. Die Anzahl dieser Kränze beträgt etwa 60—70 in einer Maschine. Durch die Anwendung einer so großen Anzahl erreicht PARSONS, daß die Dampfgeschwindigkeiten in seiner Turbine und infolgedessen auch die Umfangsgeschwindigkeiten derselben nur sehr geringe sind und die Turbine daher

---

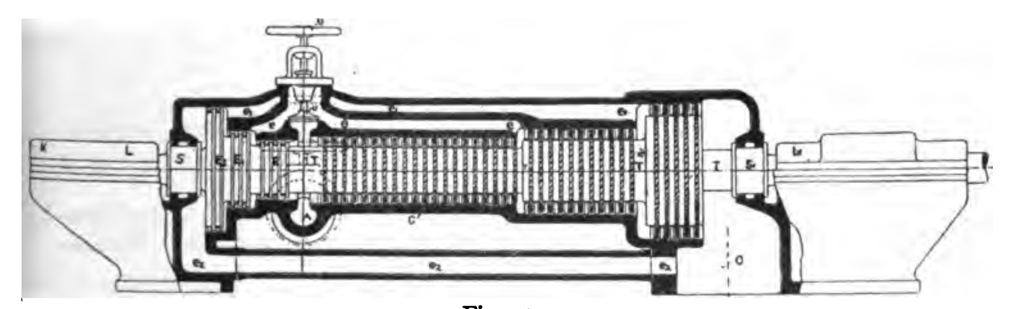
[1] Über die außerordentlich interessante Theorie dieser Turbinenwellen vergl. die Abhandlungen von FÖPPL, Civilingenieur, 1895, Heft 4, und KLEIN, Z. d. Ing. 1895, p. 1089 ff. — [2] Über die Berechnung der Leistung dieser Turbine vergleiche die Abhandlung des Verfassers im Lexikon der gesamten Technik. 1. Auflage. 3. p. 204 ff.

an die Beanspruchung des Materials keinerlei Ansprüche stellt, die über das im Maschinenbau gebräuchliche Maß hinausgehen. Figur 71 zeigt die Anordnung der Turbine im Querschnitt schematisch. Wie aus derselben ersichtlich, besteht die Turbine im wesentlichen aus einem Zylinder, welcher an seinen beiden Enden je ein Lager hat, und in diesem Zylinder rotiert in diesen Lagern liegend eine entsprechende Spindel. Diese Spindel ist in ihrem Durchmesser abgestuft, und trägt, wie vorhin schon kurz erwähnt ist, eine ziemlich große Anzahl von Schaufelreihen, die sogenannten Laufschaufelreihen. Der Zylinder enthält den Laufschaufelreihen entsprechende Kränze von Leitschaufeln. Dadurch,



Figur 70.

daß in der Turbine nicht nur das reine Aktionsprinzip, sondern auch die Reaktionswirkung des Dampfes benutzt wird, übt der Dampf einen axialen Schub auf die Spindel aus. Dieser Schub wird ausgeglichen durch entsprechende Entlastungskolben, welche in ihrem Durchmesser dem Durchmesser der arbeitenden Spindel entsprechen. Die Spindel stellt also in bezug auf die Durchmesser und die Druckverhältnisse von der Stelle des Dampfeintritts aus eine nach beiden Seiten symmetrische Anordnung dar, bei welcher der axiale Druck vollständig ausgeglichen ist. Die Dichtung gegen den Dampf-



Figur 71.

verlust durch diese Entlastungskolben wird durch sogenannte Labyrinthe gebildet, und die entsprechenden Druckverhältnisse werden durch Dampfkanäle geschaffen, welche von den einzelnen Abstufungen der Spindel nach den entsprechenden Stufen des Kolbens zurückgeführt sind. Der eintretende Dampf expandiert durch alle Schaufelreihen gewissermaßen in einer einzigen Düse nach dem Auspuff hin, wobei ihm, wenn er in der Leitschaufel eine gewisse Geschwindigkeit angenommen hat, durch das begegnende Laufrad diese Geschwindigkeit möglichst wieder abgenommen wird, so daß die Dampfgeschwindigkeiten, die entstehen, außerordentlich geringe sind.

Aus der Turbine geht der Dampf entweder ins Freie oder nach dem Kondensator. Die Welle der Spindel tritt aus dem Zylinder ebenfalls durch Labyrinthdichtungen aus. Die Dichtung erfolgt an beiden Enden des Zylinders nur gegen geringe Druckdifferenzen, entsprechend der Differenz zwischen der atmosphärischen Luft und dem Vakuum im Kondensator.

Die Folge dieser Anordnung ist, daß diese Turbine mit wesentlich kleineren Geschwindigkeiten läuft, als die vorher besprochene Turbinenklasse. Die nachfolgende Tabelle gibt einige Versuchsergebnisse von Dampfturbinen des Systems PARSONS, welche von der Firma BROWN-BOVERI & Co., Aktiengesellschaft in Mannheim-Käferthal ausgeführt wurden, aus welcher hervorgeht, daß eine Turbine von nahezu 3000 PS nur 1360 Umdrehungen macht.[1]

Aufstellungsort	Vollbelastung KW.	Touren	Dampfdruck	Dampftemperatur	Vakuum % des Baromet.	Dampfverbrauch in der KW.-Stunde: Gemessen kg	Dampfverbrauch in der KW.-Stunde: Umgerechnet auf 12 Atm. 300° 95 % Vakuum
Gräfl. Donnersmarcksche Verwaltung, Antonienhütte O.-S. (Hillebrandschacht)	382	2500	7,7	Gesätt.	92,5	9,77	7,4
RÖCHLINGsche Eisen- u. Stahlwerke, G. m. b. H., Carlshütte bei Diedenhofen	445	3000	8,3	232°	90	8,89	7,1
Manufaktur Konschin, Serpuchoff (Rußland)	536	3000	9,53	208,5°	86,5	10,0	7,3
Société anonyme Eclairage Electrique de Saint-Pétersbourg, St. Petersburg	720	2500	11,9	260	86	8,46	6,9
Société d'Electricité Ouest Parisien, Puteaux	1140	1600	10,3	257	91	8,6	7,3
Kraftübertragungswerke Rheinfelden, Rheinfelden (Baden)	1440	1500	11,9	252	96	7,16	6,75
Städtisches Elektrizitätswerk, Frankfurt a. M.	2995	1360	10,6	312	90	6,7	6,1

Eine weitere Zusammenstellung, aus welcher der Einfluß des Dampfverbrauchs bei Anwendung von überhitztem Dampf deutlich zu ersehen ist, ist in der folgenden Tabelle, p. 117, enthalten.[2]

Interessant ist ferner noch der große Unterschied hinsichtlich des Platzbedarfs zwischen Kolbendampfmaschinen bester Ausführung und Dampfturbinen bei gleicher Leistung.

Eine interessante Gegenüberstellung dieser Art ist aus Figur 72 zu ersehen. Dieselbe zeigt, daß bei Verwendung von Kolbenmaschinen die Grundfläche des Maschinenraumes 425 qm, bei Verwendung von Dampfturbinen dagegen nur 135 qm beträgt, also etwa $^1/_3$ des Raumbedarfs der liegenden Dampfmaschinen und etwa die Hälfte desjenigen von stehenden Dampfmaschinen gleicher Leistung beträgt.

Die Ausführung einer Dampfturbinenanlage für elektrischen Betrieb oder eines sogenannten Turbodynamos für das städtische Elektrizitätswerk I in Frankfurt a/M. ist in den folgenden Figuren wiedergegeben,[3] von welchen die Figuren 73

[1] Aus einem Vortrag von BOVERI „Stahl und Eisen", 1904, Nr. 13. — [2] Aus dem Katalog der Firma BROWN, BOVERI & Co., Juni 1904, D. 37. — [3] Nach Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb vom 6. Juli 1904, p. 258 ff.

Dampfverbrauchsziffern gelieferter Dampfturbinen, System BROWN, BOVERI-PARSONS.

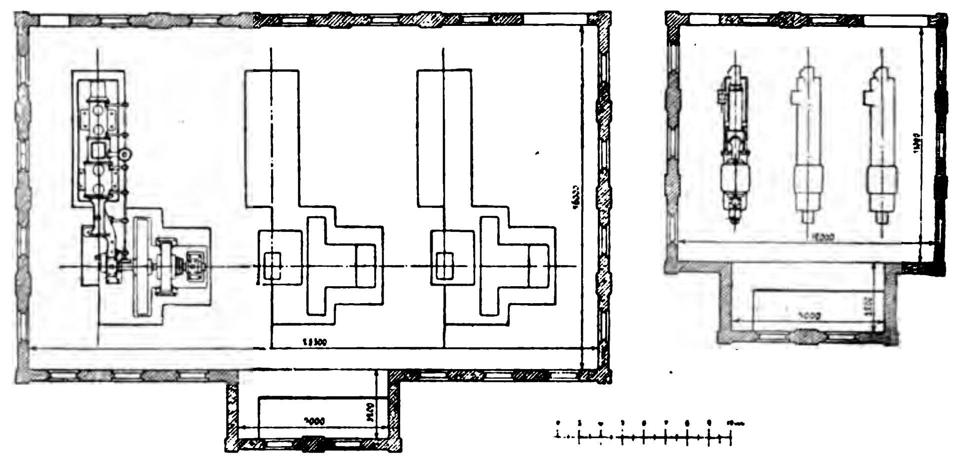
Dampfturbine, System BROWN, BOVERI-PARSONS direkt gekuppelt mit Dynamomaschine System C. E. L. BROWN	Leistung		Dampfspann. in Atm. Überdruck	Dampftemperatur in Grad C	Vakuum % des Barometerstandes	Dampfverbrauch in kg[1]			
	in KW	in PS eff. Turbinenwelle				pro effektive Kilowattstunde bei Belastung			pro indizierte PS-Stunde
						4/4	3/4	1/2	
Gesellschaft für Markt- und Kühlhallen, Berlin . . .	100	150	8,7	190	88	**12,5**	13,5	—	7,1
Elektrizitätswerk der Stadt Chur	200	300	12,5	250	92	**9,59**	10,3	10,77	6,2
Werke der französischen Marine Indret	280	420	14	gesätt. Dampf	90	**10,58**	—	12,7	6,3
Norddeutscher Lloyd, Bremen	300	450	10	gesätt. Dampf	92	**10,75**	11,3	12,6	6,4
Tramway- und Elektrizitätsgesellschaft Linz-Urfahr .	300	450	9	gesätt. Dampf	90	**10,95**	—	12,6	6,5
Zellulosefabrik Villach . .	350	520	11,5	250	90	**9,1**	9,9	11,0	5,5
Gräfliche Berg- und Hüttenverwalt. Hildebrandschacht	400	600	7,5	gesätt. Dampf	92	**9,48**	—	11,0	5,1
Kaiserliche Werft, Kiel . .	400	600	9	gesätt. Dampf	87	**9,89**	—	—	5,95
Spinnerei KIENER & Co., Colmar	400	600	11	230	91,5	**8,9**	9,6	9,95	5,35
Konsolidierte Tschöpelner Braunkohlen- u. Tonwerke	400	600	7,5	208	90	**9,9**	10,5	12,0	5,95
RÖCHLINGsche Eisen- und Stahlwerke, Diedenhofen .	450	675	8	250	90	**9,0**	—	—	5,4
Eisen- und Stahlwerke Hösch bei Dortmund	500	750	7,5	228	85	**9,58**	—	10,73	5,7
SCHLIEPER & BAUM, Elberfeld	500	750	10	250	90	**8,8**	9,7	10,7	5,3
Kraftübertragungswerke Rheinfelden	1400	2100	12,5	260	96	**6,95**	7,2	7,85	4,2
A.-G. „Alta Italia", Turin .	1500	2250	10,7	230	91	**7,72**	—	9,3	4,7
Zentrale Porta-Volta, Mailand	3000	4500	12,5	235	92	**7,2**	—	—	4,4
Städt. Elektrizitätswerk Frankfurt am Main	3000	4500	11	300	90	**6,7**	7,09	7,4	4,1

und 74 die Gesamtanlage zeigen, während Figur 75 den Längsschnitt durch die Dampfturbine gibt. Dieselbe ist für einen Admissionsdruck von 13 Atm. und überhitztem Dampf von 300° C gebaut.

Sie leistet bei 1360 Umdrehungen in der Minute 2600 KW. bei 3000 Voltspannungen, und einem Leistungsfaktor von 0,8.

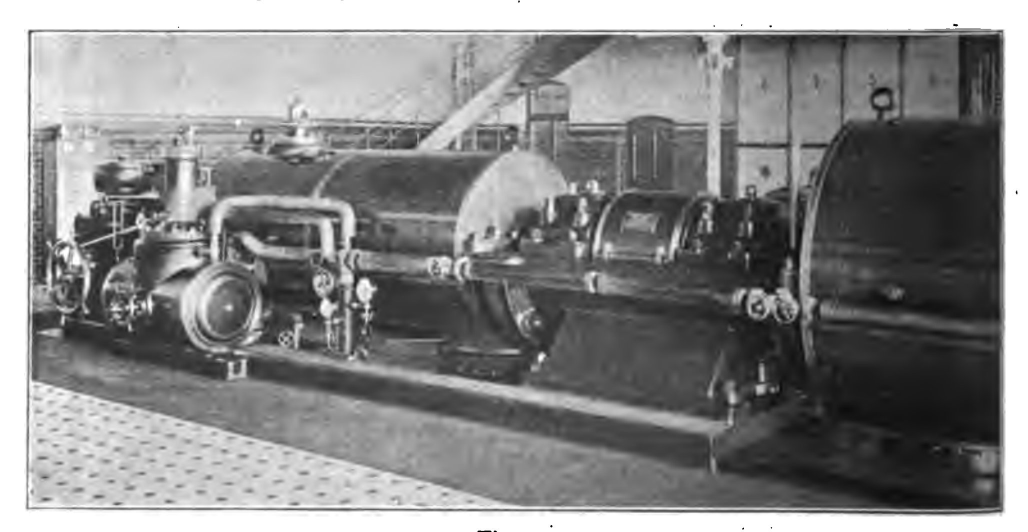
[1] Die Arbeit für die Kondensation ist in der Dampfverbrauchsziffer nicht inbegriffen.

Der Dampf wird in den Hochdruckzylinder durch ein einziges Ventil *V* (Figur 75) eingelassen und zwar in der Weise, daß er auf der Seite des kleinsten Trommeldurchmessers *A* (Figur 75) einströmt und sich expandierend in axialer Richtung durch die verschiedenen Turbinenräder bis zum Abflußrohr *C* nach



Figur 72.

dem Niederdruckzylinder bewegt. In diesen tritt der Dampf ebenfalls auf der Seite des kleinsten Trommeldurchmessers A^1 ein und expandiert, beziehungsweise bewegt sich weiter in ähnlicher Weise bis zum Auspuffrohr C^1 nach dem Kondensator. Die gesamte Druckdifferenz zwischen dem Auspuff, beziehungsweise der Kondensatorspannung im Rohre C^1 wird also in eine den vorhandenen Räder-

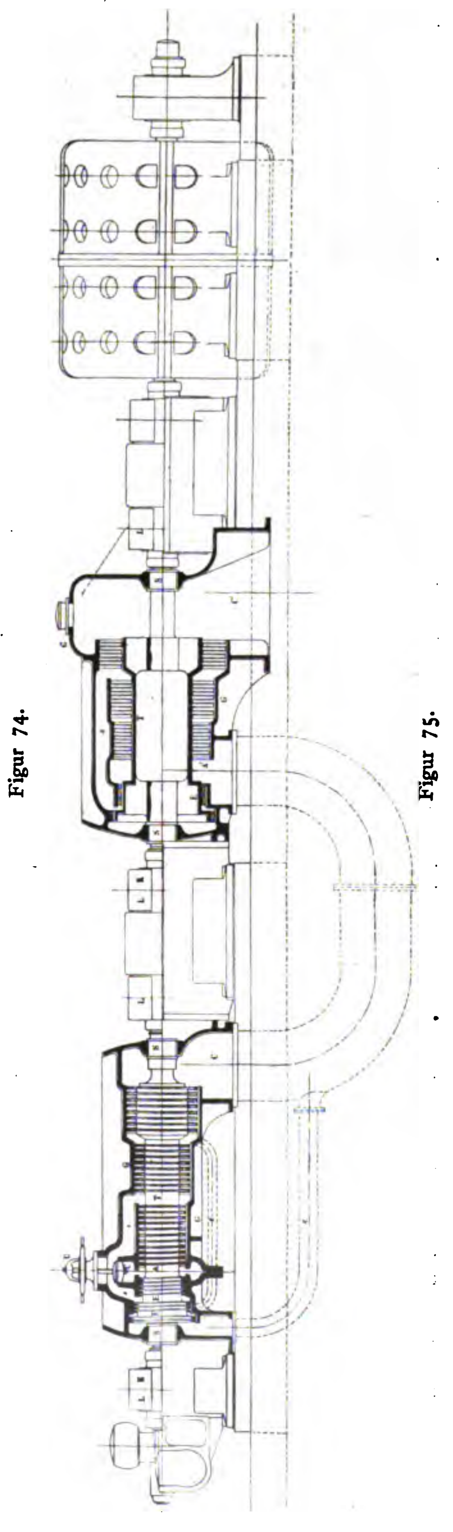


Figur 73.

paaren entsprechende Anzahl kleinerer Gefälle zerlegt, zum Zwecke, eine verhältnismäßig niedrige Umfangsgeschwindigkeit der Laufräder zu erzielen.

Der bei *A* eintretende Dampf erzeugt durch seine Arbeitsleistung, ähnlich wie das Wasser bei den Wasserturbinen, direkt eine rotierende Bewegung. Seine Wirkungsweise kann folgendermaßen erklärt werden: Beim Durchströmen des ersten feststehenden Leitrades führt der Dampf eine teilweise Expansion aus und

Figur 74.



Figur 75.

übt dadurch eine Aktionswirkung auf die unmittelbar darauf folgenden Schaufeln des ersten Laufrades aus. In diesen Schaufeln ändert der Dampf seine Richtung, expandiert weiter und strömt in das zweite feststehende Leitrad über. Die bei diesem Vorgange entstehende Reaktionswirkung auf die Laufradschaufeln unterstützt und vermehrt die Aktionswirkung der ersten Beaufschlagung. In dem zweiten Leit- beziehungsweise Laufrade, sowie in den folgenden, wiederholt sich diese Wirkung des Dampfes. Die Parsonsturbine nützt also sowohl die Expansionsenergie des Dampfes, wie bei den Kolbendampfmaschinen, als auch die bei letzteren möglichst vermiedene Geschwindigkeits- oder Aktionsenergie des strömenden Dampfes aus. Die Wirkung des Dampfes in der Turbine entspricht demgemäß einer rationellen Vereinigung des Aktions- und des Reaktionsprinzipes.

Da das Volumen des durchströmenden Dampfes mit abnehmendem Drucke zunimmt, so ist durch eine stufenweise Vergrößerung der radialen Schaufellänge, sowie des Trommel- beziehungsweise Gehäusedurchmessers, die notwendige Vermehrung des Durchflußquerschnitts erzielt worden. Figur 75 läßt die stufenweise Vergrößerung der Zylinder deutlich erkennen.

Die Schaufelung selbst ist derart ausgeführt, daß die einzelnen Turbinenräder bei jeder Belastung annähernd gleich viel leisten.

Infolge der oben erwähnten Reaktionswirkung des Dampfes auf die Laufräder entsteht in der Trommel jedes Zylinders ein axialer Schub in der Richtung des durchströmenden Dampfes. Dieser Schub wird vermittelst der Entlastungskolben *E*, deren Abmessungen den einzelnen Zylinderabstufungen entsprechen, ausgeglichen. Der Druckausgleich zwischen den einzelnen Abstufungen findet durch die Kanäle *e*, sowie bei der letzten Abstufung des Niederdruckzylinders durch den inneren Hohlraum der Trommel selbst statt. Die Entlastungskolben weisen keine mit dem feststehenden Gehäuse sich reibenden Teile auf; die Dichtung wird bei denselben vermöge der eigenartigen Labyrinthanordnung durch den Dampf selbst bewirkt. Es scheint, daß dabei die Dampfmoleküle, die den rotierenden Teil umgeben, durch die entsprechende Reibung eine Zentrifugalbeschleunigung erfahren und dadurch sozusagen zur Bildung eines Schleiers veranlaßt werden, durch den eine genügende Dichtung, beziehungsweise ein gewisser Widerstand gegen das Durchströmen des Dampfes gebildet wird.

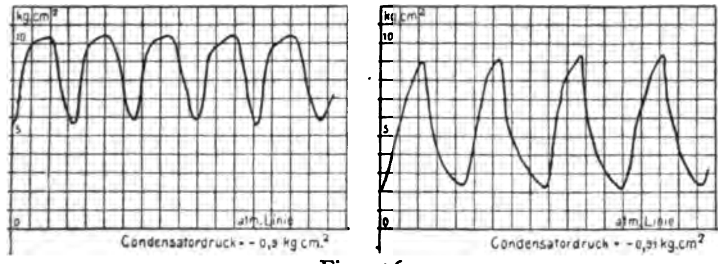
Eine ähnliche Dichtung findet beim Austritt der Wellen aus dem Gehäuse beider Zylinder in *S* (Figur 75) statt, und verhindert das Eindringen der Luft in die Abdampfrohre beziehungsweise in den Kondensator. Der Dampf, der dazu notwendig ist, wird dem Abdampf der Steuerung entnommen. Diese Dichtung ist so vorzüglich, daß bei Leerlauf der Turbine ein Vakuum von sogar 95—96 $^0/_0$ des Barometerstandes erhalten werden kann.

Der axiale Spielraum zwischen den Leit- und Laufrädern beträgt einige Millimeter und wird vermittelst eines Kammlagers am Kopfe jeder Welle bei *K* auf das gewünschte Maß eingestellt. Die zwei Kammlager sind infolge der oben geschilderten Anordnung vollständig entlastet, und ist deren Einstellung unabhängig voneinander; denn die zwei Turbinenwellen sind vermittelst einer besonderen Klauenkuppelung gekuppelt, welche ein einige Millimeter betragendes axiales Spiel gestattet. Der radiale Spielraum zwischen dem festen und dem rotierenden Teile ist ziemlich klein gehalten, immerhin aber groß genug, daß im praktischen Betriebe keine Unzuträglichkeiten zu erwarten sind.

Die Turbine wurde zunächst für Kondensation eingerichtet. Für den Fall aber, daß man später zeitweise mit Auspuff arbeiten wollte, ist ein sogenanntes Umlaufventil *U* (Figur 75) am Hochdruckzylinder vorgesehen, durch welches der Admissionsdampf, vermittelst des Kanals *e*, einer größeren Abstufung der Trommel direkt zugeführt wird. Es wird hiermit dem Admissionsdampf ein größerer Durchflußquerschnitt geboten, da beim Arbeiten mit Auspuff der Dampfverbrauch für

die gleiche Leistung wie beim Arbeiten mit Kondensation naturgemäß eine entsprechende Steigerung erfahren muß.

Der Dampfeintritt erfolgt nicht kontinuierlich, sondern intermittierend mit 170 Admissionen in der Minute. Die Indikatordiagramme, Figur 76, welche bei der Einlaßkammer *A* Figur 75 aufgenommen wurden, zeigen deutlich die eigenartige Weise der Admission bei verschiedenen Belastungen. Diese Diagramme sind selbstverständlich nur für den Verlauf des Druckes in der Einlaß-

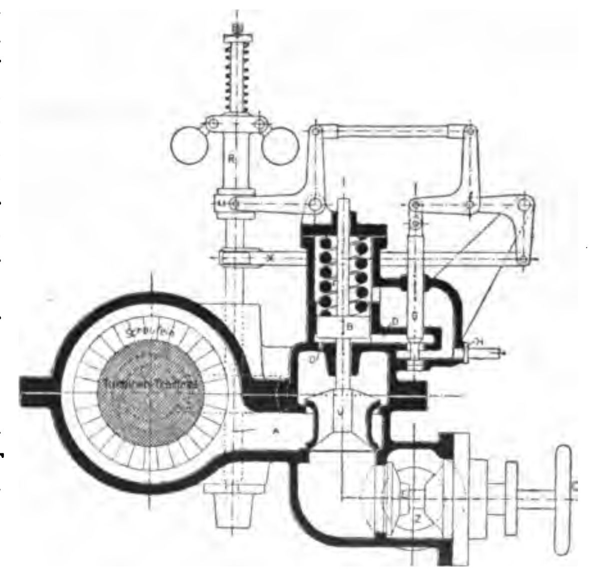


Figur 76.

kammer maßgebend. Die Abszissen sind nur eine beliebige Funktion der Zeit, beziehungsweise der eingestellten Geschwindigkeit der Indikatortrommel.

Die besondere Admissionsweise des Dampfes wird durch eine ständige Auf- und Niederbewegung des Einlaßventils bewerkstelligt, welche Bewegung wieder durch einen Dampfservomotor bewirkt wird.

Figur 77 stellt in schematischer Weise den Mechanismus der Steuerung dar. Durch das Haupteinlaßventil *E* tritt der Dampf in die Ventilkammer ein. Bei gehobenem Ventil kann derselbe von dort aus in die Admissionskammer *A* der Turbine überströmen. Durch die Öffnung *O* in der Ventilkammer gelangt er unter den in einem kleinen Zylinder spielenden Kolben *B*, der auf der Stange des Ventils *V* festgestellt ist. Je nachdem nun der Ausströmungskanal *D* durch den Kolbenschieber *G* mehr oder weniger geschlossen ist, vermag der Dampf den Kolben *B*, beziehungsweise das Ventil *V* unter Überwindung des Widerstands der Feder *F* zu heben. Der Kolbenschieber *G* führt eine auf- und niedergehende Bewegung aus, die durch das Exzenter *X* bedingt wird. Dieses letztere wird vermittelst einer Schneckenradübersetzung von der Turbinenwelle aus angetrieben, so daß die Anzahl Schwingungsperioden in direktem Zusammenhang mit der Turbinengeschwindigkeit steht. Die mittlere Schwingungslage des Kolbenschiebers wird je nach der Stellung der Muffe des Zentrifugalregulators *R* geändert, welche Änderung sich natürlich auch auf die mittlere Schwingungslage des Kolbens *B* beziehungsweise des Ventils *V* überträgt, ähnlich wie dies bei gewöhnlichen Servomotoren der Fall ist.



Figur 77.

Der Abdampf des Servomotors steht in direkter Verbindung mit dem Zylinderraume oberhalb des Kolbens *B* und strömt durch den Kanal *H* entweder beim Betrieb mit Auspuff ins Freie oder zu den Labyrinthdichtungen der Turbinenwellen in *S* Figur 75. Um eventuell auch direkt auf die Stopfbüchsen Frischdampf leiten zu können, ist am Einlaßkasten der Turbine ein Hahn beziehungsweise ein kleines mit dem oben erwähnten Kanal *H* in Verbindung stehendes Rohr angebracht.

Die Veränderung der Geschwindigkeit der Turbine während des Ganges, die für die Parallelschaltung und den Parallelbetrieb des Turboalternators mit den anderen Maschinen der Zentrale notwendig ist, geschieht — innerhalb der durch die Regulierfähigkeit der Feder am Regulator gegebenen Grenzen — vermittelst einer Gegenfeder, die durch einen Hebel auf die Regulatormuffe einwirken kann. Diese Gegenfeder kann mehr oder weniger gespannt werden, sei es vermittels Handantriebs oder durch einen vom Schaltbrett aus gesteuerten Elektromotor. — Für den Fall, daß die Steuerung aus irgend welchen Gründen außer Tätigkeit käme, ist an einer Zwischenantriebswelle für den Regulator ein automatischer Zentrifugalregulator angebracht, der mit Hilfe eines einfachen Auslösemechanismus das Hauptdampfeinlaßventil *E* Figur 77 plötzlich schließt, sobald die Geschwindigkeit der Turbine ungefähr 12 $^0/_0$ des normalen Wertes übersteigt.

Auf die verschiedenen anderen Systeme von Dampfturbinen weiter einzugehen, verbietet der Raummangel und sei bezüglich derselben auf die unten angegebenen Veröffentlichungen verwiesen.[1]

Die weitaus größte Anwendung finden naturgemäß die Dampfturbinen zum Betrieb der Elektrodynamomaschinen, mit welchen sie fast immer direkt verbunden und verkuppelt sind. Neben dieser Anwendung kommen hauptsächlich die Zentrifugalpumpen, Schleudergebläse, und Luftkompressoren für direkte Kuppelung mit Turbinen in Betracht.

§ 6. Der Dampfverbrauch.

Man versteht unter der Dampfverbrauchsziffer diejenige Dampfmenge, welche von einer Dampfmaschine für die indizierte oder effektive Pferdestärke stündlich verbraucht wird. Bei Pumpwerksmaschinen wird jedoch die Dampfverbrauchsmenge häufig auf die Pumpenpferdestärke oder auf 1 cbm gehobenen Wassers bezogen. Je geringer der Dampfverbrauch, um so geringer ist auch der Brennstoffverbrauch und um so kleiner sind daher die Betriebskosten der Dampfmaschine. Die Dampfverbrauchsziffer wird daher als Grundlage für die Garantiebedingungen einer neu zu beschaffenden Dampfmaschinenanlage gewählt. Dieser Wert ist abhängig vom Maschinensystem (Einzylindermaschine oder Verbundmaschine), von der Wirkung (Auspuff oder Kondensation) von der Eintrittsspannung, vom Expansionsgrad und der Tourenzahl, sowie von der Größe, der Ausführung und Steuerung der Maschine. Die Dampfverbrauchsziffern schwanken daher innerhalb weiter Grenzen und zwar für die indizierte Pferdestärke und Stunde etwa zwischen 5,5 und 30 kg.

Nach Gutermuth[2] kann man etwa folgende Werte annehmen:

Kleinmotoren mit freiem Auspuff	25—30	kg
Größere Auspuffeinzylinder- oder Zwillingsmaschinen	12—13,5	„
Größere Kondensationseinzylinder- oder Zwillingsmaschinen	9—11,0	„
Compoundkondensationsmaschinen	6,5—8,0	„
Dreifachexpansionsmaschinen und Zweifachexpansionsmaschinen mit überhitztem Dampf	5,5—6,0	„

[1] Prof. A. Stodola, Die Dampfturbine, Verlag von Julius Springer. — Lexikon der gesamten Technik, 2. Aufl. 2. — [2] Lexikon der gesamten Technik, 1. Aufl. 3. p. 211.

SCHMIDTs Heißdampfmotoren bei 180—200° Überhitzung:

60—100pf. Compounddampfmaschine 5,5 bezw. 5,2 kg für d. Bremspf. u. Std.
20pf. Einzylinderauspuffmaschine 8,5—9,0 kg für die Bremspf. und Stunde.

WOLFsche Lokomobilen:

10—15pf.	Auspuffmaschinen	14,5 kg für die Bremspf. und Stunde
20pf.	„	13,7 „ „ „ „ „ „
50pf.	Compoundkondensationsmaschinen	8,76 „ „ „ „ „ „
120pf.	„	6,26 „ „ „ „ „ „

Die in Dampfmaschinenverträgen geleistete Dampfgarantie bezieht sich in der Regel ausdrücklich auf trockenen Dampf, das ist also auf die dem Kessel zugeführte Speisewassermenge abzüglich des Feuchtigkeitsgehalts, der Leitungskondensation und der Undichtheitsverluste vor der Maschine. Da es nun praktisch überaus schwierig ist, das vom Dampfe mitgeführte Wasser vor seinem Eintritt in die Maschine vollständig abzuscheiden, so ist zur Vermeidung nachträglicher Einwände von vornherein eine genaue Vereinbarung darüber zu treffen, ob die Beschaffenheit des von der zu untersuchenden Kesselanlage gelieferten Dampfes hinsichtlich seines Feuchtigkeitsgehalts für die Erfüllung der Garantiebedingungen als genügend erachtet wird und mit welchen Mitteln und Einrichtungen die Wasserabscheidung vor der Maschine erfolgen soll.

Hierzu ist zu bemerken, daß für den Dampfverbrauch bezw. dem entsprechenden Kohlenverbrauch ein um so kleinerer Wert, bezogen auf die indizierte oder effektive Pferdestärkenstunde, in Rechnung gesetzt werden kann, je größer die Maschinenanlage ist. Für Maschinen über 500 PS kann gegenwärtig wohl ein Dampfverbrauch von $4^1/_2$—5 kg für eine indizierte Pferdestärkenstunde angenommen werden.

Bei einem Leistungsversuch an einer 3000 pf. Dreifachverbundmaschine, über welche J. BRAND berichtet,[1] betrug der Dampfverbrauch für 1 PS_i-Std. bei gesättigtem Dampf 5,22 kg und bei derselben Maschine bei Dampfüberhitzung von 193 auf 304° für die gleiche Leistung, also für 1 PS_i-Std. 4,22 kg, also um $^1/_5$ oder 20 % weniger als bei gesättigtem Dampf.

Bei dem auf p. 72 mitgeteilten Versuch an einer Maschine von nur 670— rd. 800 Pferdestärken betrug der Dampfverbrauch nur 5,3—5,7 kg für 1 PS_i-Std. einschließlich des Leitungskondensats, so daß man abzüglich desselben wohl rund 5 kg Dampf annehmen kann, ein Wert, der für die verhältnismäßig geringe Leistung und nur Zweifachverbundwirkung als ein recht günstiger angesehen werden kann.

3. Kapitel.

Die Gasmaschinen.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt wurde, ist die Ausnutzung der disponiblen Wärmeenergie bei den Dampfmaschinen eine höchst unvollkommene, da bei ihnen im günstigsten Falle 10—12 % der Gesamtwärme in Arbeit verwandelt werden können. Wesentlich günstiger stellt sich dies Verhältnis jedoch bei den Gasmaschinen oder Verbrennungskraftmaschinen, indem bei denselben Wirkungsgrade von 25—33 % erzielt worden sind. Der Grund hierfür liegt darin, daß bei den letzteren Maschinen die im Zylinder der Maschine erzeugte Wärme sofort in Arbeit umgesetzt wird und außerdem die Wärmeverluste wesentlich geringer sind, als bei den Dampfmaschinen.

[1] Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle von JULIUS BRAND, Berlin, J. Springer 1904, p. 222.

§ 1. Kurzer geschichtlicher Überblick über die Entwickelung der Gasmaschinen.

Die älteste Maschine, welche durch die Expansion heißer Gase betrieben wurde, war die im Jahre 1680 von HUYGHENS vorgeschlagene und im Jahre 1698 von PAPIN ersonnene Pulverkraftmaschine. Bei dieser Maschine wurde nach Entzündung einer bestimmten Pulvermenge in einem Zylinder durch die entwickelten Gase ein Kolben in die Höhe geschleudert, wodurch im Inneren eine teilweise Luftverdünnung erzeugt wurde. Beim Rückgang des Kolbens wirkte der äußere Luftdruck auf denselben und leistete hierbei die erforderliche Arbeit. Bekanntlich waren auch die ersten Dampfmaschinen nach einem ähnlichen Prinzipe, also als atmosphärische Maschinen, gebaut. Erst mehr als hundert Jahre später erfand ein englischer Ingenieur BARBAR eine Maschine, in welcher ein Gemisch von Luft und Gas als treibende Kraft benutzt wurde, und ist daher von dieser Erfindung an die eigentliche Entwickelung der modernen Gasmaschine zu rechnen. Indessen kann von einer wirklich betriebsfähigen Maschine auf dieser ersten Entwickelungsstufe nicht die Rede sein.

Erst im Jahre 1862 erbaute der Franzose LENOIR eine Maschine, welche nach Art der liegenden Dampfmaschinen wirkte, also auf beiden Seiten des hin- und hergehenden Kolbens Arbeit verrichtete und mit einem Gemisch von Luft und fein verteiltem, flüssigem Brennstoffe, sogenannter karburierter Luft, betrieben war. Aber auch diese Maschine konnte sich dauernd nicht Eingang verschaffen, da ihr Brennstoffverbrauch ein außerordentlicher hoher war. Die dritte beachtenswerte Stufe in der Entwickelung der Gasmaschine bildet die im Jahre 1867 auf der Pariser Weltausstellung zum ersten Male im Betrieb vorgeführte atmosphärische Gasmaschine von OTTO-LANGEN mit Zahnstangenantrieb in stehender Anordnung. Die Maschine hatte einen Gasverbrauch von nur 800 l für eine PS-Stunde und erregte begreiflicherweise außerordentliches Aufsehen. Das Prinzip der modernen Gasmaschine, der sogenannte Viertakt, fand jedoch erst bei der im Jahre 1878 auf der Pariser Weltausstellung vorgeführten Gasmaschine von OTTO seine erste Anwendung, und daher muß dieses Jahr als der Anfangszeitpunkt für die Entwickelung der modernen Gasmaschine angesehen werden. Dem Deutschen, OTTO, muß das Verdienst zugesprochen werden, die erste moderne, betriebsfähige Gasmaschine gebaut zu haben. Zwar wurde in einem, gegen die OTTOsche Erfindung durchgefochtenen Patentprozeß nachgewiesen, daß bereits im Jahre 1862 ein Franzose, BEAU DE ROCHAS, eine Schrift verfaßt hatte, in welcher er die Arbeitsweise der OTTOschen Viertaktmaschinen in klarer und bestimmter Weise dargelegt hatte. Nach ihm waren die Bedingungen, welche eine Gasmaschine erfüllen mußte, um rationell und ökonomisch zu arbeiten, die folgenden:

1. größtmöglicher Zylinderinhalt bei kleinstmöglicher Oberfläche der Zylinderwandungen,
2. denkbar rascheste und vollständigste Expansion,
3. größtmöglicher Anfangsdruck.

Um diese verschiedenen Bedingungen zu erfüllen, empfahl er die Anwendung eines einzigen Zylinders von großem Durchmesser, große Kolbengeschwindigkeit der Maschine, und die Kompression der Ladung vor ihrer Entzündung. Außerdem hielt er bereits den später unter dem Namen des Viertakts bekannt gewordenen Prozeß am geeignetsten, diese verschiedenen Bedingungen zu erfüllen, bei welchem 1. Ansaugen des Gemisches während des Aushubes, 2. Verdichtung des Gemisches während des Rückgangs des Kolbens, 3. Zündung im Todpunkte, Explosion und Expansion während des zweiten Aushubes, und 4. Austreiben der

Verbrennungsprodukte in die freie Luft während des zweiten Rückgangs stattfinden sollte.

Man sieht aus diesem kurzen Auszuge aus den Arbeiten ROCHAS, daß er die Frage der richtigen Wirkungsweise von Grund aus studiert hat, da gegenwärtig fast ganz allgemein nach diesem Prinzip verfahren wird.

Hierdurch war allerdings die Erteilung eines Patentes auf den Viertakt für die OTTOsche Maschine ausgeschlossen, indessen bleibt trotzdem das Verdienst OTTOs ungeschmälert, die erste, dauernd betriebsfähige und sehr ökonomisch arbeitende Viertaktmaschine erbaut zu haben.

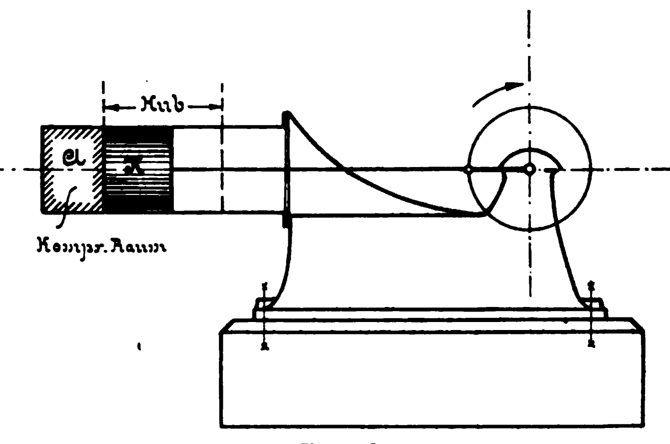
Die ganze Entwickelung der Gasmaschine von dem Jahre 1878 an bis zur Gegenwart hat keine derartig umwälzende und grundlegende Erfindung mehr aufzuweisen, wie die OTTOsche Viertaktmaschine war und befaßte sich der erfinderische Geist hauptsächlich mit der Vervollkommnung dieser Maschine, mit der Verwendung flüssiger Brennstoffe, mit der Verbesserung der Regulierung, Zündung, Steuerung und Wärmeausnutzung der Gasmaschine usw.

Erst in neuster Zeit ist mit der Erfindung und konstruktiven Vervollkommnung der sogenannten Zweitakt- und Eintaktmaschinen (letztere zwei einander gegenüberliegende Zweitaktmaschinen) ein beachtenswerter Fortschritt im Bau der Gasmotoren zu verzeichnen.

§ 2. Der Viertaktprozeß der Gasmaschine.

In Figur 78 ist die Anordnung einer Viertaktmaschine in schematischer Darstellung und in Figur 79 das Spannungs- oder Indikatordiagramm einer solchen Maschine gegeben.

Im Gegensatz zu der Dampfmaschine, bei welcher der, zwischen dem Dampfkolben und dem Zylinderdeckel vorhandene, schädliche Raum möglichst klein gehalten werden muß, ist am hinteren Zylinderende der Gasmaschine



Figur 78.

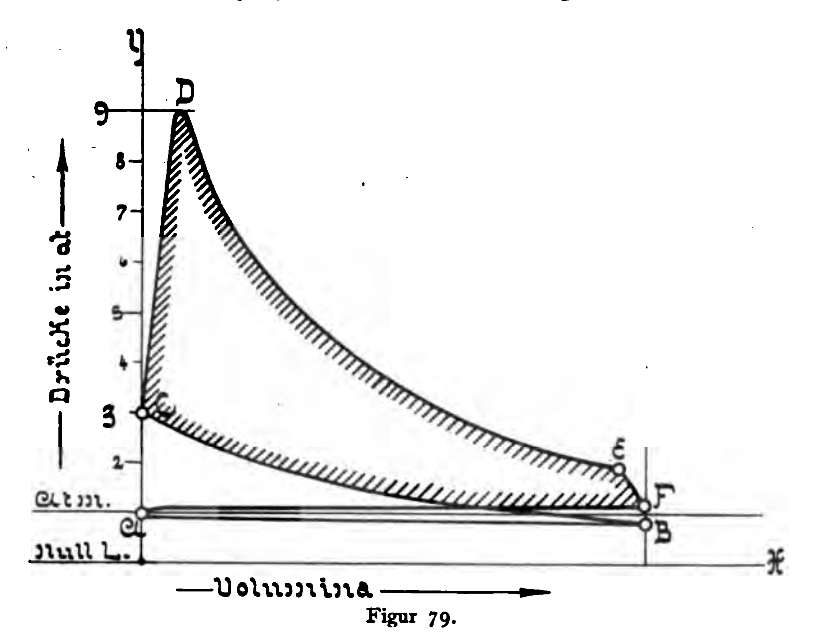
ein verhältnismäßig großer Raum, der sogenannte Kompressionsraum *A* vorhanden, in welchen der Kolben in seiner innersten Endstellung nicht eintreten kann. Dieser Raum dient zur Aufnahme der zur Entzündung zu bringenden Ladung der Maschine.

Die Wirkungsweise der letzteren ist nun folgende:

Während bei den Dampfmaschinen bei jedem Kolbenhube eine Arbeitsleistung stattfindet, also bei jeder Umdrehung deren zwei, benötigt eine volle Periode der Viertaktgasmaschine vier Kolbenhube oder zwei Umdrehungen für

eine einmalige Arbeitsleistung. Denkt man sich, wie in Figur 78 dargestellt, den Kolben in seiner innersten Stellung gezeichnet und in der Richtung des Pfeiles nach rechts gehend, so findet durch ein am hinteren Ende des Zylinders befindliches Einlaßventil ein Einsaugen der Ladung d. h. einer bestimmten Menge eines zündfähigen Gemisches von Brennstoff und Luft statt. Hat der Kolben seine äußerste Endstellung erreicht, so schließt sich das Einlaßventil, und wird hierauf beim Rückgang des Kolbens der ganze Zylinderinhalt in den Kompressionsraum *A* hineingedrückt, also verdichtet.

Am Ende der Kompression findet hierauf die Entzündung der Ladung statt. Es folgt ein neuer Ausgang des Kolbens, der eigentliche Arbeitshub, an



Figur 79.

welchen sich der zweite Rückgang anschließt, bei welchem ein am hinteren Ende des Zylinders ebenfalls angebrachtes Anlaßventil für die verbrannten Gase geöffnet ist und ein Austreiben der verbrannten Gase oder Rückstände in die freie Luft, der sogenannte Auspuff, stattfindet.

Man erhält somit folgendes Schema für den Viertaktprozeß:

1. Umdrehung	1. Hingang — Ansaugen der Ladung — Widerstand leistend,
	1. Rückgang — Kompression der Ladung — Widerstand leistend,
2. Umdrehung	2. Hingang — Explosion und Expansion — Arbeit leistend,
	2. Rückgang — Austreiben der Rückstände — Widerstand leistend.

Man sieht hieraus, daß bei den vier Kolbenhüben nur während eines Kolbenhubes Arbeit geleistet wird, während die Arbeit zum Ansaugen der Ladung, zur Kompression derselben und zum Austreiben der Rückstände einen Arbeitsverbrauch oder -verlust darstellt, welcher von der beim Arbeitshube erzeugten Leistung in Abzug zu bringen ist. Das Druckdiagramm in Figur 79 läßt dies sofort erkennen. Bei demselben sind, wie bei dem Dampfdruckdiagramm, als Ordinaten die Drücke und als Abszissen die Kolbenhübe aufgetragen. Vom Punkte *A* ausgehend kann man die Vorgänge im Zylinder folgendermaßen verfolgen:

1. Auf dem Wege *AB* findet Ansaugen der Ladung statt,
2. von *B* nach *C* die Kompression die Ladung,
3. von *C* nach *D* die Zündung oder Explosion derselben,

4. von D nach E die Expansion der heißen Verbrennungsprodukte (Wasserdampf, Kohlensäure, Stickstoff und überschüssige atmosphärische Luft),
5. von E nach F, der sogenannte Vorauspuff, da im Punkte E das Auslaßventil bereits geöffnet wird,
6. und endlich von F nach A der Hauptauspuff, also das Austreiben der verbrannten Gase.

Da jedoch der Kolben nicht in den Kompressionsraum A hineindringen kann, so bleibt in demselben eine bestimmte Menge von verbrannten Gasen oder Verbrennungsrückständen zurück, welche sich beim Ansaugen der neuen Ladung mit derselben mischt.

Hierdurch wird einmal die neue Ladung sofort stark erwärmt, andererseits auch verdünnt und ist hierauf bei der Bestimmung der Zusammensetzung des Gemisches Rücksicht zu nehmen.

Da durch die Entzündung der Ladung in dem Zylinder sehr hohe Temperaturen erzeugt werden, welche in kurzer Zeit ein Glühendwerden des Zylinders und des Kolbens bewirken, wenn nicht für genügende Abkühlung gesorgt würde, so muß der ganze Zylinder der Gasmaschine, namentlich aber derjenige Teil, in welchem sich der Kolben bewegen soll und bei größeren Maschinen auch der letztere mit Wasserkühlung versehen werden. Man umgibt daher den Zylinder mit einem sogenannten Kühlmantel, durch welchen fortwährend kaltes Wasser zirkuliert. Selbstverständlich wird durch dasselbe ein großer Teil der im Zylinder erzeugten Wärme abgeführt, indessen läßt sich dieser Verlust nicht vermeiden, da andererseits der Betrieb der Maschine überhaupt unmöglich wäre, weil eine Schmierung des Zylinders infolge der sofortigen Zersetzung der Schmieröle unmöglich wäre. Auch diejenige Wärme, welche durch die Auspuffgase abgeführt wird und, wie später gezeigt wird, einen beträchtlichen Teil der erzeugten Wärme ausmacht, läßt sich nicht wiedergewinnen und Arbeit leistend verwenden.

§ 3. Die in den Gasmaschinen wirksamen Körper.

Wie erwähnt, besteht die zur Entzündung zu bringende Ladung aus einem Gemisch von atmosphärischer Luft und Brennstoffen. Die letzteren werden in zweierlei Formen mit der Luft gemischt:

1. in gasförmigem Zustande und
2. in fein verteiltem, tropfbarflüssigem Zustande.

Im letzteren Falle nennt man die Luft, wie bereits erwähnt, mit Brennstoff karburiert. Die Verwendung fester Brennstoffe in Staubform, Kohlenstaub, Mehlstaub usw. hat bis zur Gegenwart praktische Anwendung nicht gefunden. Man hat vielmehr nur gasförmige und flüssige Brennstoffe zur Anwendung gebracht.

A. Die Brennstoffe.

a) Die gasförmigen Brennstoffe.

Dieselben sind für den Betrieb der Gasmaschinen vorzugsweise geeignet, und finden namentlich folgende kohlenwasserstoffhaltige Gase Anwendung: das Steinkohlenleuchtgas, das Generatorgas, das Hochofengichtgas, das Koksofengas, das Kraftgas oder Mischgas oder Dowsongas, auch Halbwassergas genannt, ferner das gereinigte Wassergas, das Holzgas, das Fettgas und seltener das Azetylen- und das Knallgas.

Für den Betrieb der Gasmaschine ausschlaggebend sind die folgenden beiden Hauptwerte eines jeden Gases: sein Heizwert und sein Preis.

Da alle vorgenannten Gase im wesentlichen Wasserstoff und Kohlenoxyd enthalten, so bietet ihre Entzündung bei geeigneter Mischung mit Luft keine

Schwierigkeiten. Die Hauptfrage ist vielmehr immer die Menge des für eine Stunden-Pferdekraft erforderlichen Brennstoffs oder Gases und deren Preis.

Rechnet man, daß 1 PS = 75 mkg in der Sek. also $75 \cdot 60 \cdot 60 = 75 \cdot 3600 =$ 270 000 mkg in der Stunde entsprechen, so erhält man, da 1 W.E. 428 mkg entspricht, die zur Erzeugung von 1 Stunden-PS erforderliche Wärmemenge theoretisch zu

$$\frac{270\,000}{428} = 630 \text{ W. E.}$$

Diese Wärmemenge würde erforderlich sein, wenn die gesamte Wärme in Arbeit verwandelt werden könnte. Da in Wirklichkeit bei mittelgroßen Gasmaschinen nur 20 % derselben in indizierte Arbeit verwandelt wird, so wird die wirklich erforderliche Wärmemenge $\frac{100}{20} = 5$ mal so groß sein müssen, als rund 3200 W.E. betragen. Kennt man daher den Heizwert eines Gases, so kann man hiernach den Gasverbrauch und, sobald man den Preis des Gases für 1 cbm ermittelt hat, die Betriebskosten lediglich für den Brennstoff berechnen. Wie im späteren ausgeführt werden wird, sind diese Betriebskosten jedoch nicht die einzigen, vielmehr sind zur genauen Beurteilung derselben noch andere Faktoren zu berücksichtigen. Als mittlere Heizwerte der genannten Brennstoffe kann man folgende annehmen:

Leuchtgas	5000— 5500	W.E. für 1 cbm
Generatorgas	1100— 1200	„ „ 1 „
Hochofengichtgas . .	900— 1000	„ „ 1 „
Koksgas	3000— 5000	im Mittel 4500 für 1 cbm
Dowsongas	1100— 1250	W.E. für 1 cbm
Azetylengas	13300—13800	„ „ 1 „
Knallgas	2600— 3000	„ „ 1 „
Holzgas	3000— 3600	„ „ 1 „

b) Die flüssigen Brennstoffe.

Als Hauptvertreter dieser Klasse kommt in Betracht das Petroleum mit allen seinen Destillationsprodukten und zwar den Leichtölen oder leichtflüssigen Ölen, den Leuchtölen und den schweren Ölen. Dieselben unterscheiden sich alle durch ihren verschiedenen Wasserstoffgehalt, ihr verschiedenes spezifisches Gewicht und ihren verschiedenen Destillations- oder Siedepunkte. Die folgende Tabelle[1] läßt dieses ohne weiteres erkennen. Dieselbe lehrt, daß die verschiedenen Öle bei fast völlig unverändert bleibendem Kohlenstoffgehalt und abnehmendem Wasserstoffgehalt und daher zunehmendem Sauerstoffgehalt, also wachsendem spezifischen Gewicht, umgekehrt eine Abnahme des Heizwertes zeigen.

Nr.	Bezeichnung	Spezifisches Gewicht bei 15°	100 Teile enthalten			Heizwert für 1 kg W. E.	Verbrennungswärme (auf flüssiges Wasser bezogen) W. E.
			Kohlenstoff	Wasserstoff	Sauerstoff		
1	Benzin . . .	0,716	85,2	14,80	—	10359	11157
2	Petroleum . .	0,789	85,24	14,34	0,42	10335	11109
3	„ . .	0,796	84,76	14,09	1,15	10305	11066
4	Solaröl . . .	0,825	85,48	12,31	2,21	9988	10653
5	Paraffinöl . .	0,890	85,58	11,49	2,93	9836	10454
6	„ . .	0,915	85,42	11,33	3,25	9790	10440

[1] „Die Untersuchung von Brennstoffen“ von Dr. LANGBEIN, Zeitschrift für angewandte Chemie 1900, Heft 50, p. 1265.

Eine andere sehr interessante Zusammenstellung über die Zusammensetzung und Dichte des Petroleums und seiner Destillationsprodukte bei den verschiedenen Siedepunkten gibt Professor Öbbecke.[1] Nach ihm besteht das Erdöl aus einer Anzahl von verschiedenen Kohlenwasserstoffen, unter denen die folgenden die wichtigsten sind:

1. Gesättigte Kohlenwasserstoffe (der Methan-Sumpfgas- oder Paraffinreihe C_nH_{2n+2} angehörig),
2. Kohlenwasserstoffe des Azetylentypus (C_nH_{2n}),
3. Verbindungen der Benzolreihe (C_nH_{2n-6}).

In chemisch-technischer Beziehung liefern die Erdöle folgende Produkte:

		°C	spez. Gewicht
	A. Leichtflüssige Erdöle:		
	1. Petroleumäther	40— 70	0,65 —0,66
	2. Gasolin	70— 80	0,64 —0,667
sogen. Petroleum-Sprit	3. C-Petroleumnaphta (Benzin)	80—100	0,667—0,707
	4. B-Petroleumnaphta . . .	100—120	0,707—0,722
	5. A-Petroleumnaphta . . .	120—150	0,722—0,737
	B. Leuchtöle:		
	Petroleum, Kerosin	150—300	0,753—0,864
	C. Rückstände:		
	Teer	300 u. höher	über 0,83

Aus diesem destillieren bei höherer Temperatur die schwereren Öle über und zwar:

1. Schmieröle (lubricating oil) . . .	0,7446—0,8508
2. Paraffinöle	0,8588—0,959

Aus letzteren wird Paraffin und Vaselin gewonnen. Als Rückstand endlich bleibt in den Destillationsgefäßen

3. Koks

zurück.

In der Zeitschrift Moniteur du Petrole roumain vom 20. Mai 1904[2] ist eine Nomenklatur der Produkte des russischen Erdöls mitgeteilt, welche die kaiserlich russische Regierung in Einvernehmung mit der kaiserlichen technischen Gesellschaft in Bucka aufgestellt hat. Dieselbe unterscheidet die verschiedenen Destillationsprodukte, sowohl hinsichtlich ihrer spezifischen Gewichte, als auch ihrer Destillationstemperatur, ihrer Entzündbarkeit und ihrer Farbe, sowie endlich ihres Gefrierpunktes. Die folgende Tabelle, p. 130, gibt dieselben wieder.

Einer Eingabe der deutschen Erdölwerke an den Reichskanzler gelegentlich der Erneuerung der deutschen Handelsverträge im Jahre 1905 sind nachfolgende Mitteilungen über die Bedeutung der deutschen Erdölindustrie entnommen.[3]

Nicht weniger wie 29 Firmen befassen sich mit der Förderung und Raffinierung von rohem Erdöl. Neben den älteren Elsässer Werken und der bei Darmstadt gelegenen Gewerkschaft Messel machen hierunter natürlich die Hannoverschen Werke die größte Zahl aus. Die Produktion des Jahres 1904 an Rohöl wird auf 110 000 t geschätzt (im Vorjahre 62 680 t). Sie wird sich voraussicht-

[1] „Glück-Auf" 1900, p. 636 ff., über die Verbreitung und Produktion des Erdöls unter besonderer Berücksichtigung der für Deutschland wichtigsten Produktionsgebiete. — [2] Österr. Zeitschr. für Berg- und Hüttenwesen vom 23. Juli 1904, Serie 401. — [3] Journal für Gasbeleuchtung, 1905, p. 163, nach Zeitschrift für angew. Chemie, 1904, p. 1625.

Nr.	Name	Spezifisches Gewicht	Destillations-temperatur	Entzündungs-temperatur ° C	Farbe	Gefrier-punkt	Bemerkungen
1	Rohpetroleum . .			70			liegt der Entzündungspunkt darüber hinaus, so ist derselbe in die Kategorien (s. u.) einzureihen
	Leichte Derivate						
2	Petroleumäther Rigolen	unter 0,700	80°				
3	Leichtes Benzin .	0,700—0,717					enthaltend bis 5 % bei einer Temperatur über 100° C destill. Subst.
4	Schweres Benzin	0,717—0,730					enthaltend weniger als 5 % Substanzen, die über 100° destillieren
5	Ligroin.	0,730—0,750					
6	Putzoil.	0,750—0,770					
	Allgemeines Lampenöl:						
7	Meteor.	0,806—0,810		28	1—2		im Apparate ABEL PENSKI
8	Testefaß	0,820—0,823		38	1—2		
9	Kerosin	0,815—0,826		23	2,5		
10	Astralin	0,832—0,835		40—45	2,5		
11	Pyronaphta . . .	0,855—0,865		98	gef.		
12	Gasöl	0,865—0,885		98			
13	Solaöl	0,885—0,895		138			Apparat MERTENS-PENSKI
	Leichtes Schmieröl:						
14	Vaselinöl	0,885—0,895		130			
15	Spindelschmieröl	0,895—0,900		150—185			
16	Maschinen-schmieröl . . .	0,905—0,910		185—215		— 10°	
17	Zylinderschmieröl	0,911—0,920		210—245		+ 5°	
18	Viskosin Valvolin	0,925—0,935		290—310			
19	Mazut zur Ölfabrikation	0,908—0,916		160 u. darüber			
20	Heizstoff Mazut.	0,895—0,935 und darüber		270 u. darüber			auf der Oberfläche als Rückstand des Petroleums gesammelt

lich zusammensetzen aus 45 000 t leichteren Rohölen elsässischen und Wietzer (auch Holsteiner) Ursprungs, 64 000 t schweren Wietzer Rohöls und 1000 t Oelheimer Rohöls. Hieraus wurden hergestellt:

1 350 t	Benzin	100 kg	Mk. 20,00 =	Mk.	270 000
12 960 t	Petroleum	100 „	„ 17,00 =	„	2 203 000
15 710 t	Gas und Solaröl . .	100 „	„ 8,50 =	„	1 335 350
18 000 t	Spindel- und Vaselinöl	100 „	„ 14,00 =	„	2 520 000
32 840 t	Vulkanöle	100 „	„ 20,00 =	„	6 568 000
648 t	Paraffin	100 „	„ 50,00 =	„	324 000
6 750 t	Residuen	100 „	„ 5,50 =	„	371 250
16 000 t	Asphalt	100 „	„ 3,00 =	„	480 000
			in Summa im Jahre 1904	Mk.	14 071 800

Die Rohöle erzielen je nach Qualität Preise zwischen Mk. 7,50 und Mk. 9,50 für 100 kg, die aufrecht erhalten werden müssen, wenn der Produzent noch mit Nutzen arbeiten will. Die Vulkanöle machen den größten Teil der Fertigprodukte aus; sie finden fast ausschließlich als Eisenbahnschmieröle Verwendung.

In neuerer Zeit findet zum Betriebe von Motorfahrzeugen, Lokomobilen, namentlich für die landwirtschaftliche Industrie, der Spiritus mannigfache Anwendung. Indessen ist der Preis desselben noch kein derartiger, daß er bei größerem Betriebe dauernd mit den billigen anderen Kohlenwasserstoffen Petroleum, Paraffinöl, Solaröl usw. konkurrieren könnte. Sein Heizwert schwankt zwischen 6800 und 7200 W.E. für 1 kg, also rund 5600 W.E. für 1 l reinen 100 $^0/_0$ igen Alkohols, also für 80 $^0/_0$ igen etwa 4500 W.E.

B. Die atmosphärische Luft.

Zur Verdünnung der Brennstoffe und Bildung des zündfähigen Gemisches wird mit denselben atmosphärische Luft in bestimmtem Verhältnisse angesaugt und unterscheidet man hierbei zwischen der unteren und oberen Explosionsgrenze, d. h. der mindesterforderlichen Luftmenge zur Herstellung eines explosionsfähigen Gemisches und der noch zulässigen Maximalluftmenge oder Maximalverdünnung. Über diese Explosionsgrenzen von Gas- und Luftmischungen rühren eingehende Versuche her von ROSZKOWSKI, KUBIERSCHKY, BUNTE & EITNER und EITNER & TRAUTWEIN. Eine Zusammenstellung der hauptsächlichsten Werte gibt die folgende Tabelle:[1]

Nr.	Stoff	Untere Explosionsgrenze	Obere Explosionsgrenze	Sauerstoff $^0/_0$ bei der unteren Grenze	Kal. für cbm verbranntes Gas	Temperatur °C	Beobachtet von
1	Azeton	2,7	?	10,8	524	1440	KUBIERSCHKY
2	Azetylen	3,8	(40,0)	—	—	—	BUNTE
3	Äthylalkohol . . .	4,0	?	12,4	614	1570	KUBIERSCHKY
4	Äthyläther	1,8	5,2	10,8	507	1390	KUBIERSCHKY
5	Benzin	2,6	4,8	—	—	—	EITNER
6	Benzol	1,4	4,7	10,5	486	1350	KUBIERSCHKY
7	Benzol	3,1	6,3	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN
8	Kohlenoxyd . . .	14,3	74,6	7,2	470	1260	ROSZKOWSKI
9	Kohlenoxyd . . .	17,3	74,8	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN
10	Leuchtgas	7,0	22,6	—	360	1000	ROSZKOWSKI
11	Leuchtgas	8,0	19,0	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN
12	Methan	6,0	13,0	12	576	1560	ROSZKOWSKI
13	Methan	6,4	12,8	—	—	—	BUNTE
14	Methylalkohol . . .	7,8	(18,0 $^0/_0$)	11,5	632	1560	KUBIERSCHKY
15	Pentan	2,5	4,8	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN
16	Schwefelkohlenstoff .	4,1	?	12,3	512	1380	KUBIERSCHKY
17	Toluol	1,4	—	12,6	600	1590	KUBIERSCHKY
18	Theoret. Wassergas .	12,5	66,5	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN
19	Wasserstoff	9,5	64,7	4,8	293	870	ROSZKOWSKI
20	Wasserstoff	9,5	66,3	—	—	—	EITNER & TRAUTWEIN

Dieselbe zeigt zunächst, daß die absolut niedrigste untere Explosionsgrenze bei Benzol und Toluol mit 1,4 Volumprozenten liegt, die absolute höchste untere Grenze dagegen beim Kohlenoxyd mit 14,3 bezw. 17,3 Volumprozenten, während die oberste Explosionsgrenze ebenfalls beim Kohlenoxyd mit 74,8 Volumprozenten erreicht ist.

[1] KUBIERSCHKY, vergl. Sitzungsber. d. Vereins deutscher Chemiker, Bezirksverein f. Sachsen und Anhalt, über die Frühjahrsversammlung vom 22. Oktober 1900, p. 11.

Den geringsten Unterschied zwischen unterer und oberer Explosionsgrenze zeigt das Benzin und fast genau dasselbe Verhalten das Pentan, sie liegt zwischen 2,6 und 4,8 Volumprozenten, so daß der obere Wert kaum das doppelte des unteren ist. Den größten Unterschied zwischen unterer und oberer Explosionsgrenze zeigt dagegen der Wasserstoff, indem das obere explosionsfähige Mischungsverhältnis fast das Siebenfache des unteren beträgt, so daß Wasserstoff wohl als dasjenige Gas bezeichnet werden muß, welches innerhalb der weitesten Grenzen mit Luft gemischt explosionsfähig ist.

Für gewöhnlich rechnet man für Leuchtgas das Mischungsverhältnis von Gas zu Luft zu $^1/_7$—$^1/_{11}$, so daß in 1 cbm Ladung auf 1 Volumteil Gas 7 Volumteile Luft oder 12,5 Volumprozent Gas und 87,5 Volumprozent Luft im ersteren und 8,33 Volumprozent Gas bezw. 91,67 Volumprozent Luft im letzteren Falle kommen.

§ 4. Die wichtigsten Systeme der Gasmaschinen.

A. Die Leuchtgas- und Generatorgasmotoren.

Während in der ersten Zeit nach der Erfindung der Gasmaschinen, namentlich für kleinere Motoren, häufig die stehende Anordnung gewählt worden war, da bei derselben einerseits die Kolbenreibung und Zylinderabnutzung eine gleichförmigere war, andererseits auch die Aufstellung und Anordnung der Maschine sowie der geringe Raumbedarf Vorteile bot, werden gegenwärtig die durch Leucht- und Generatorgase betriebenen Maschinen, da es sich meistens auch um größere Motorenanlagen handelt, nur noch liegend ausgeführt.

Die Anordnung einer einfachen, kleineren, liegenden Viertaktgasmaschine nach Ausführung der bekannten Gasmotorenfabrik Deutz in Köln-Deutz ist in den Figuren 80—81 abgebildet.

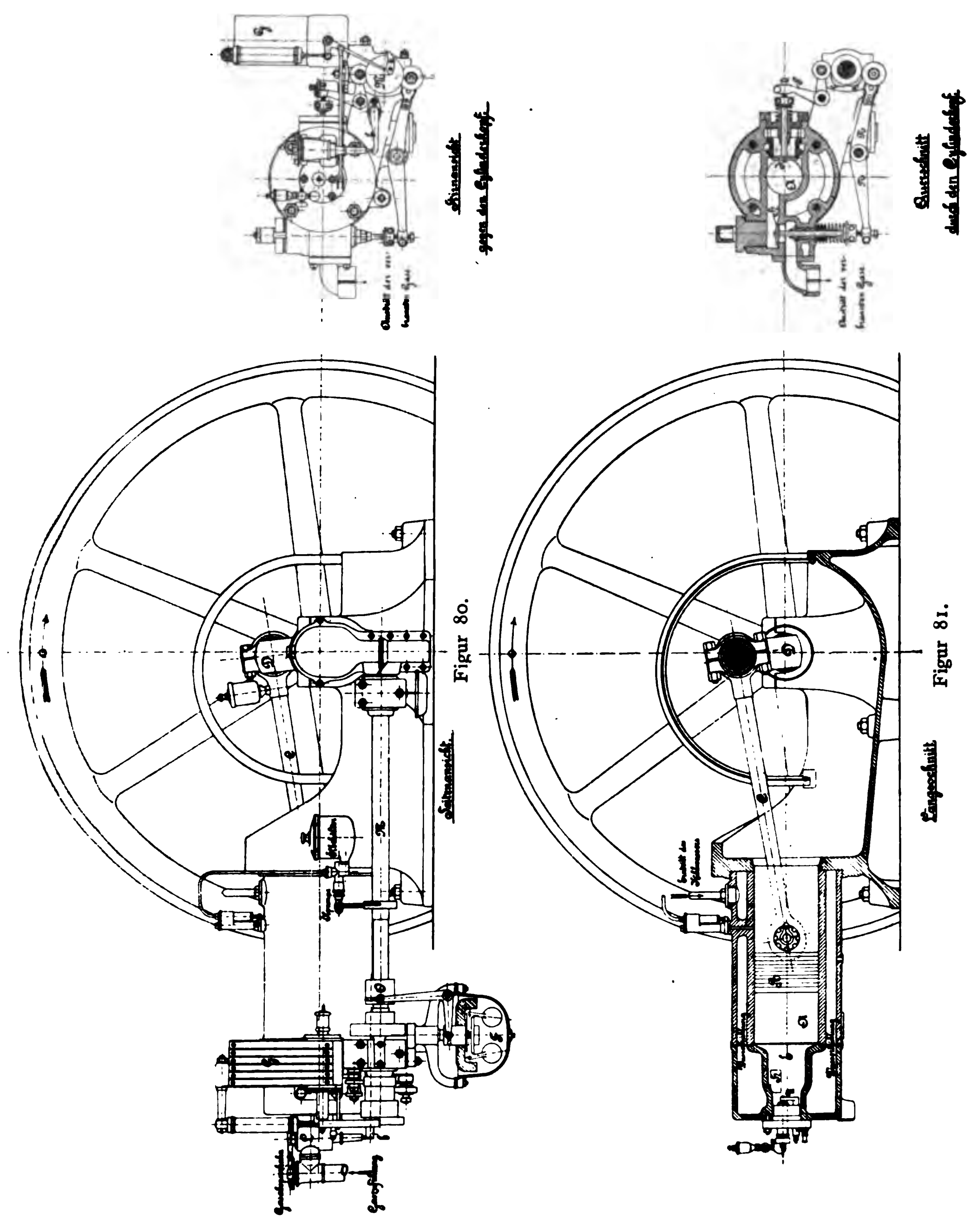
In dem einseitig geschlossenen Zylinder *A* werden plötzliche Verbrennungen eines Gasluftgemisches hervorgerufen, die den Kolben *B* vorwärts bewegen; dieser gibt die Kraft durch die Pleuelstange *C* und die Kurbel *D* an die Schwungradwelle ab und versetzt so das Schwungrad in Umdrehungen.

Die Steuerung der zu bewegenden Organe geschieht von der am Motor entlang geführten Steuerwelle *M* aus, welche die halbe Umdrehungszahl der Kurbelwelle hat und von dieser durch Schneckenräder geräuschlos angetrieben wird. Auf der Steuerwelle *M* sitzende Nockenscheiben wirken auf die Steuerhebel der einzelnen Ventile. Das Ausströmventil *H* wird durch Nocken *a* und Hebel *N* bewegt, das Einströmventil *J* durch Nocken *c* und Hebel *P*. Die Steuerung des Gasventils *L* erfolgt durch den Hebel *b* und die einen schrägen Nocken tragende Hülse *O*. Um eine gleiche Umlaufszahl bei den verschiedenen Belastungen der Maschine zu sichern, ist der Schwungkugelregulator *F* vorhanden. Derselbe verschiebt je nach Bedarf die Hülse *O* auf der Steuerwelle *M*, wodurch ein größerer oder kleinerer Hub des Gasventils *L* erfolgt und die zur Verbrennung kommende Gasmenge geregelt wird.

Die Zündung geschieht durch einen elektrischen Funken, der durch Unterbrechung eines elektrischen Stromes an der Stelle *U* im Raume *E* hervorgerufen wird. Der Strom wird im magnetelektrischen Zündapparat *G* erzeugt.

Die Anordnung einer größeren Maschine dieser Art derselben Firma für Generatorgasbetrieb mit zwangläufiger Ventilsteuerung und magnetelektrischer Zündung, wie dieselbe von der genannten Firma in neuerer Zeit in Größen von 120—300 PS gebaut wird, zeigt Figur 82. Hierbei sind zwei gleichgroße Zylinder einander gegenüber gestellt und arbeiten auf dieselbe Kurbelwelle, von welcher die gemeinschaftliche an der vorderen Seite der Maschinen parallel zur Zylinderlängsachse liegende Steuerwelle angetrieben ist, von welcher das Ventil und die Zündung betätigt wird. Für noch größere Leistungen werden zwei

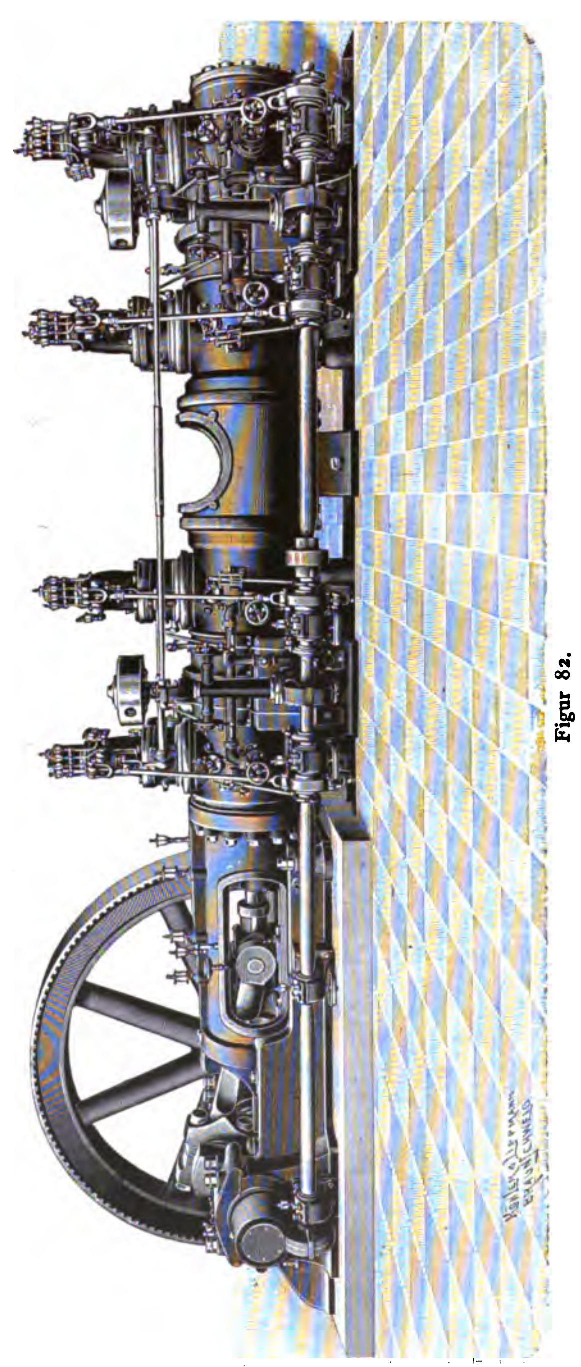
solche Maschinen nebeneinander angeordnet, und das Schwungrad zwischen den beiden Maschinen angebracht. Der Brennstoffverbrauch solcher Maschinen beträgt, wie z. B. bei einer Maschine im Wasserwerk in Basel festgestellt wurde,



Figur 80. Figur 81.

0,7 kg Koks für die PS-Stunde. Bei Versuchen, welche mit einer solchen Maschine von 150 Pferden und einem Heizgas von nur 700 W.E. (23 % CO, 4 % H, 3 % CO_2 und 70 % N) angestellt wurden, verbrauchte die Maschine 3,5 cbm für 1 PS-Stunde.

Die weitaus wichtigste Anwendung finden die Gasmaschinen in neuester Zeit zur Verwertung der Hochofengichtgase und Koksofengase in dem Großbetriebe in der Eisenhütten-industrie als sogenannte Hochofengasmaschinen und Koksofengasmaschinen. Dieselben werden für diese Verwendung sowohl nach dem vorerwähnten Viertaktsystem, als auch nach dem Zweitaktsystem ausgeführt. Eine solche Viertaktmaschine jedoch doppelt wirkend für den Betrieb von Hochofengasen und andere Gase ist nach Ausführung der vorgenannten Firma in Figur 83 in äußerer Ansicht abgebildet. In seinem Äußeren weicht der doppeltwirkende Viertaktmotor von der bisher gebräuchlichen Gestalt der Gasmotoren vollständig ab, ist vielmehr in seiner Gesamtanordnung einer liegenden Ventildampfmaschine nicht unähnlich. Die Arbeitsprozesse vollziehen sich auf beiden Seiten des Kolbens nach dem Ottoschen Viertakt und dient der Kolben nur mehr als Dichtungsorgan und zur Aufnahme axialer Kräfte, während alle Seitenkräfte der Schubstange durch einen reichlich bemessenen Kreuzkopf aufgenommen werden. Außerdem ist der Kolben noch durch eine eigene hintere Geradführung der Kolbenstange entlastet.

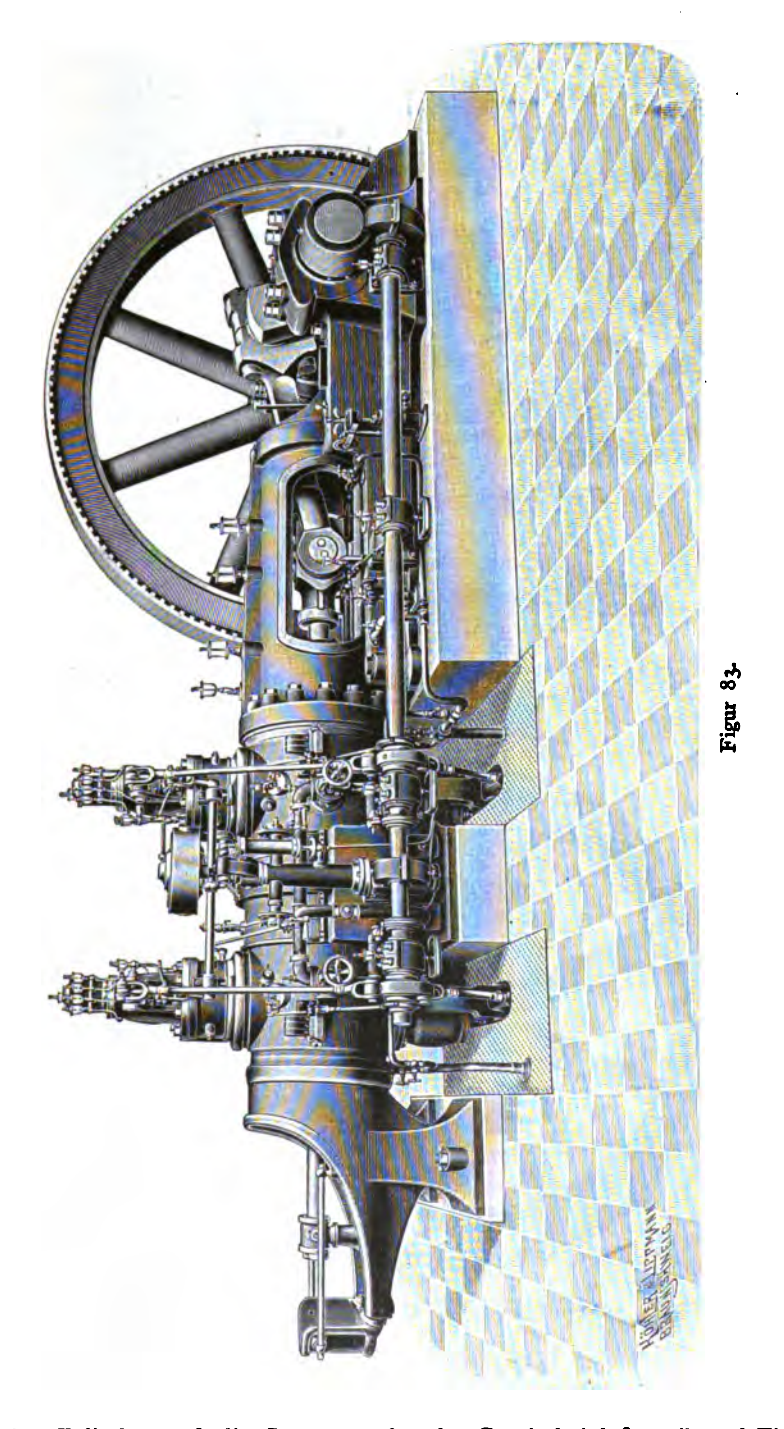


Figur 82.

An dem besonders kräftigen Gestell, das gleichzeitig die Kreuzkopfbahn aufnimmt, ist der Arbeitszylinder solide verschraubt und sicher zentriert, so daß die Achse der Gleitbahn und des Zylinders mathematisch in dieselbe Linie fallen und die Explosionsdrucke zentrisch aufgenommen werden.

Nach hinten ist der Zylinder durch einen einfachen Deckel verschlossen, nach dessen Wegnahme Kolben und Kolbenstange sich nötigenfalls bequem herausnehmen lassen, ohne daß es erforderlich wäre, irgend einen Teil der Steuerung auszubauen. Eine Zwillingsmaschine nach dieser Bauart zeigt Figur 84.

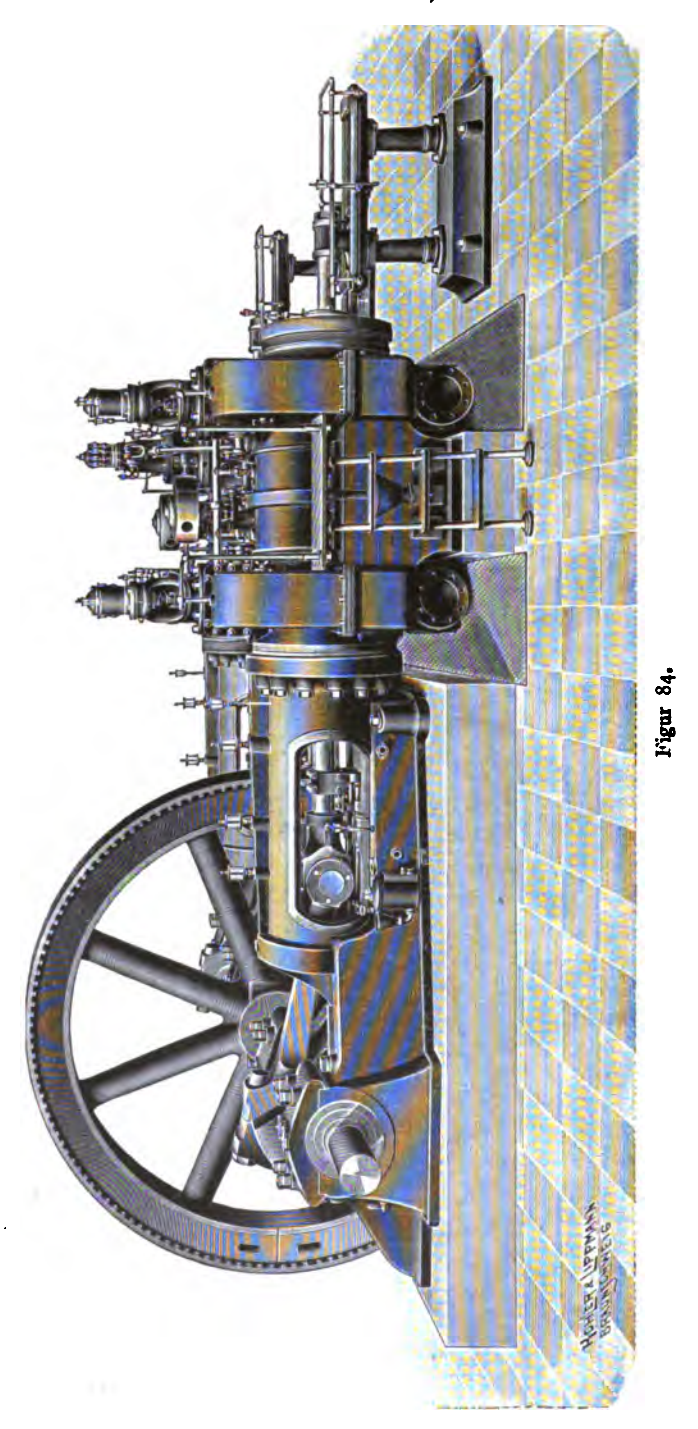
Eine Zweitaktmaschine nach dem System von ÖCHELHÄUSER ist in Figur 85 schematisch im Horizontalschnitt dargestellt, während Figur 86 den Querschnitt



Figur 83.

durch den Zylinder und die Steuerung für das Gemischeinlaßventil und Figur 87 die äußere Anordnung zweier solcher Maschinen für direkten Dynamobetrieb

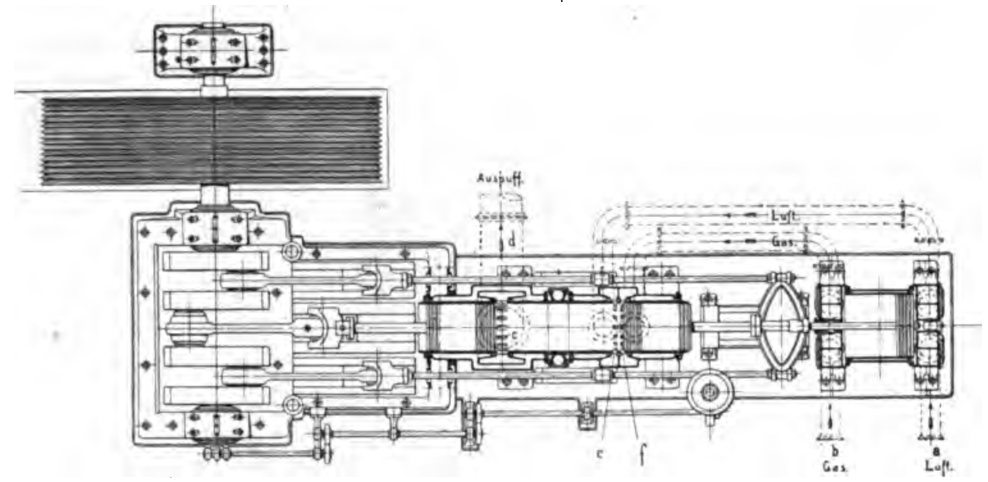
darstellt. Das Eigentümliche dieser Maschine besteht in folgendem. Der Arbeitszylinder ist ein an beiden Enden offenes Rohr, welches in seinem mittleren Teile



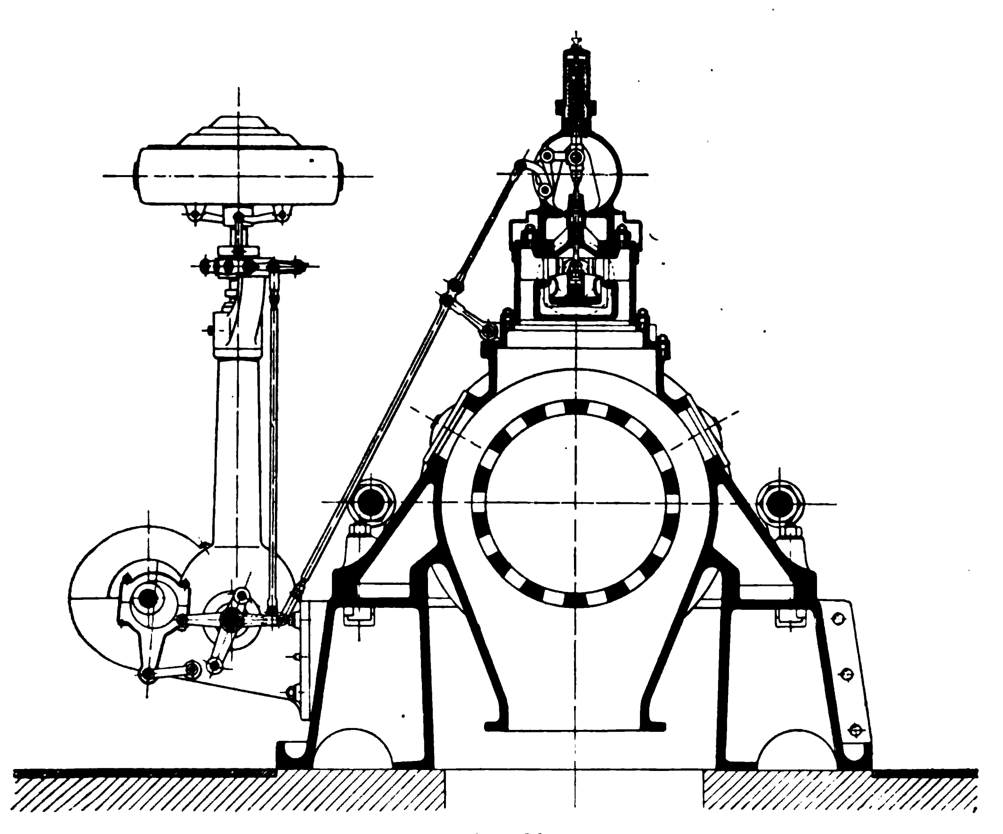
Figur 84.

Vorrichtungen für die Zündung und für das Anlassen besitzt, und in dessen Bohrung zwei sich gegeneinander bewegende Kolben arbeiten. Die Kolbenstange

des vorderen, der Kurbelwelle zugekehrten Kolbens ist mit dem mittleren Kurbelzapfen der kräftig ausgeführten Kurbelwelle durch Kreuzkopf und Pleuelstange



Figur 85.

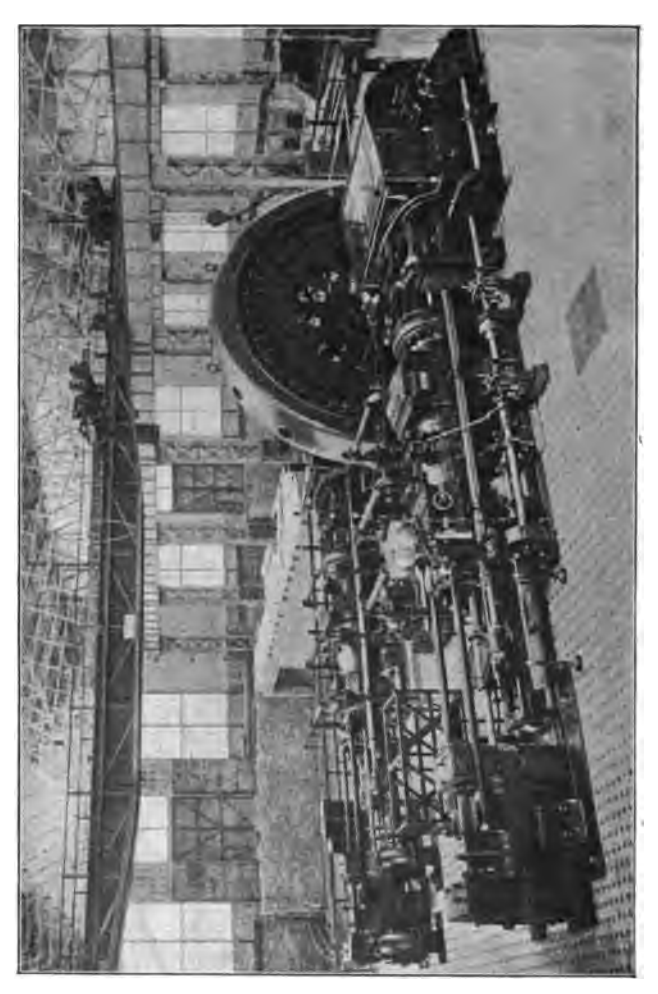


Figur 86.

direkt gekuppelt, während der hintere Kolben mittels einer Traverse und zweier seitlichen Zugstangen in gleicher Weise auf die beiden seitlichen Kurbelzapfen

arbeitet, welche gegen den mittleren Zapfen um 180° versetzt sind. Die Kreuzköpfe nehmen alle Vertikalkräfte der Pleuelstangen auf und übertragen sie auf die Gradführungen, so daß die Zylinderlauffläche von ihnen vollständig verschont bleibt.

Von der Traverse wird außerdem der Kolben einer Ladepumpe angetrieben. Die Ladepumpe komprimiert auf der vorderen Seite Gas und auf der hinteren Seite Luft, und drückt beides in die nach dem Arbeitszylinder führenden Rohr-



Figur 87.

leitungen. Der Arbeitsvorgang im Zylinder des Öchelhäusermotors gestaltet sich nun folgendermaßen:

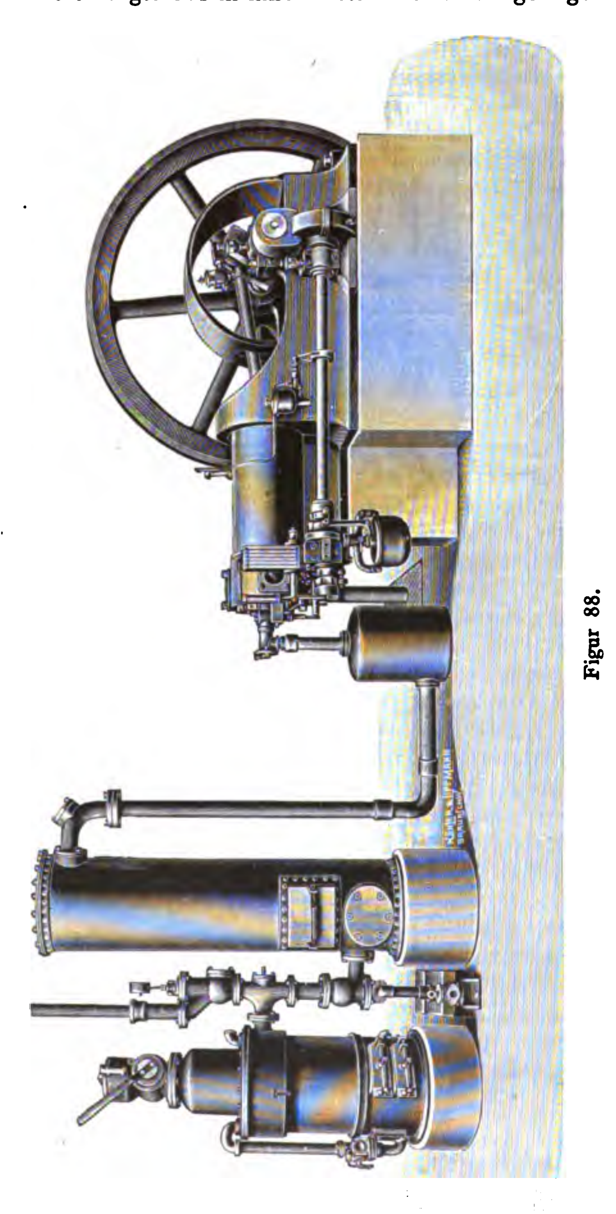
Wenn die beiden in entgegengesetzter Richtung sich bewegenden Arbeitskolben sich im inneren Totpunkte befinden, also ihren geringsten Abstand haben, so steht in dem zwischen ihnen liegenden Verbrennungsraume ein verdichtetes, brennbares Gemisch aus Gas und Luft zur Entflammung bereit. Wird dieses Gemisch durch den elektrischen Funken der Zündvorrichtung entzündet, so gehen die Kolben infolge der Druckzunahme arbeitverrichtend auseinander. Während dieses Arbeitshubes und des voraufgegangenen Kompressionshubes der beiden Motorkolben ist von der Ladepumpe die bei *a* angesaugte Luft und das bei *b*

angesaugte Gas in die Leitung nach dem Arbeitszylinder gelangt. Eine gewisse Strecke vor dem äußeren Totpunkte beginnt der vordere Kolben die Auspuffkanäle *c* freizulegen, so daß die Verbrennungsprodukte durch diese Schlitze nach der Auspuffleitung *d* entweichen, bis ihr Druck auf denjenigen der äußeren Atmosphäre gesunken ist. In diesem Augenblick öffnet der hintere Motorkolben die Luftschlitze *e*, es strömt frische Luft — Spülluft — in den Arbeitszylinder und fegt die in diesem noch übrig gebliebenen Verbrennungsprodukte vollends zu den Auspuffschlitzen *d* hinaus. Endlich öffnet der Kolben auch die Gasschlitze *f*, so daß nun zu gleicher Zeit Gas und Luft einströmen. Das sich bildende Gemisch drängt die vorher eingetretene Spülluft vor sich her, bis der Arbeitszylinder auf etwa 70 $^0/_0$ seines Inhalts mit dem Gasluftgemisch angefüllt ist. Darauf gehen die beiden Motorkolben wieder nach dem inneren Totpunkt hin zusammen und verdichten das Gemisch. Im inneren Totpunkte erfolgt dann wieder die Zündung und das Spiel beginnt von neuem. Die elektrische Zündvorrichtung ist am mittelsten Teile des Arbeitszylinders angeordnet und wird zwecks größter Zuverlässigkeit an jedem Zylinder mehrfach ausgeführt. Sie besteht aus je einem magnetelektrischen Induktionsapparat und einem Unterbrecher, womit eine äußerst intensive Funkenbildung und sichere Zündung erreicht wird. Der Zeitpunkt der Zündung kann durch eine besondere Vorrichtung während des Betriebes von Hand verstellt werden. Zur Regulierung des Öchelhäusermotors auf Einhalten einer bestimmten minutlichen Umdrehungszahl ist in der von der Ladepumpe zum Gasmotor führenden Gasleitung ein Gasrücklaufventil angeordnet. Dieses Ventil wird durch die zwangläufige Ventilsteuerung, Patent König, gesteuert und läßt eine bestimmte, den jeweiligen Kraftschwankungen angemessene Menge Gas in die Saugleitung der Ladepumpe zurückströmen. Die erzielten Resultate sind so günstig, daß die mit nebenstehend abgebildeter Ventilsteuerung ausgerüsteten Öchelhäusermotoren sich sehr leicht parallel schalten lassen. Das Anlassen des Motors erfolgt mittels Druckluft, die in einem besonderen Kompressor erzeugt und in einem Behälter aufgespeichert wird. Die Anlaßvorrichtung am Motor besteht aus einem Rückschlagventil und einem Doppelsitzventil, das von der Steuerwelle automatisch angetrieben wird und durch welches die Preßluft, wie bei einer Dampfmaschine der Dampf, dem Arbeitszylinder in bestimmten Perioden zugeführt wird. Das Anlassen selbst geschieht nun in der Weise, daß nur das Absperrventil in der Druckluftleitung geöffnet wird. Alles andere besorgt der Motor selbsttätig. Nachdem die ersten Zündungen erfolgt sind, wird die Druckluftleitung wieder geschlossen und der Motor arbeitet selbstständig weiter. Die Steuerung des Anlaßventils wird darauf durch einen einfachen Handgriff abgestellt. Die Kühlung des Motors erstreckt sich sowohl auf den Arbeitszylinder als auch auf die Kolben und das Auspuffrohr. Die Einstellhähne für das zufließende Kühlwasser sind zentralisiert angeordnet und in der Nähe der ebenfalls zentralisierten Kühlwasserabflußstutzen untergebracht, so daß eine leichte Kontrolle und Bedienung aller Kühlleitungen möglich ist.

Sauggeneratorgasmotoren.

Einen weiteren höchst bemerkenswerten Aufschwung hat die Verwendung der Gasmotoren in neuerer Zeit durch Verbindung derselben mit Sauggeneratorgasanlagen genommen, weil hierdurch die Verwertung sehr minderwertiger Brennstoffe ermöglicht worden ist, und andererseits gerade durch Anwendung dieser Anlagen ein außerordentlich billiger Betrieb erzielt werden kann. Dieselben beruhen im wesentlichen auf dem Prinzip der Druckgeneratorgas- oder Halbwassergasanlagen, bei denen durch Hindurchtreiben eines Dampfluftstromes durch eine glühende Kohlenschicht (meist mit Hilfe eines Dampfstrahlgebläses) ein unter

Druck stehendes Heizgas erzeugt wurde. Von diesen älteren Anlagen unterscheiden sich die Sauggeneratorgasanstalten durch den Fortfall des Dampfkessels und des Gasbehälters und durch Anordnung der Apparate in solcher Weise, daß das erzeugte Gas in ihnen stets unter einem geringeren als Atmosphärendruck stehen muß, weshalb bei diesen ein Austreten von Gas durch Undichtigkeiten unmöglich ist.



Figur 88.

Die Saugwirkung des Motors wird dazu benutzt, das zur Erzeugung des Gases notwendige Luft- und Dampfgemisch durch den Generator zu saugen, wie im folgenden an einer Anlage der Gasmotorenfabrik Deutz, Figuren 88 und 89, näher erklärt werden soll.

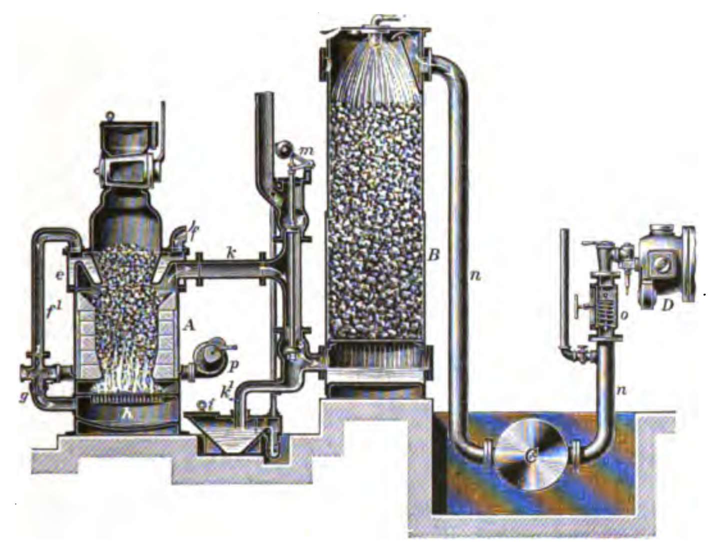
Die Sauggeneratorgasanlage besteht im wesentlichen aus dem Generator *A*, dem Skrubber *B*, dem Gastopf *C* und dem Gasmotor, welche Apparate durch Rohrleitungen untereinander verbunden sind.

Der Generator wird durch einen zylindrischen, mit Anthrazit oder Koks gefüllten Schachtofen gebildet, welcher unten einen Rost, oben einen Fülltrichter mit Doppelverschluß für einen größeren Kohlenvorrat enthält. Der untere Teil des letzteren wird von einer mit Wasser gefüllten Verdampferschale umschlossen, welche teils durch die strahlende Wärme der Kohle, teils durch die abziehenden heißen Gase geheizt wird. Die Schale ist auf der einen Seite nach der Atmosphäre hin offen, auf der anderen Seite steht sie durch eine Rohrleitung mit dem sonst geschlossenen Aschenkasten des Generators in Verbindung.

Es sei angenommen, daß die Anlage im Betrieb, d. h. der Skrubber *B* und die Rohrleitung mit Gas gefüllt und der Motor in vollem Gange ist. Bei jeder Saugperiode wird der Motor eine gewisse Menge Gas aus der Leitung absaugen und dadurch in derselben eine Depression hervorrufen; diese teilt sich zuerst dem Skrubber *B*, danach dem Generator *A*, dann durch dessen Kohlenschicht

dem Aschenkasten h und schließlich durch das Verbindungsrohr der Verdampfungsschale mit. Infolgedessen tritt Luft von außen durch den Stutzen f in die Schale ein, streicht über den heißen Wasserspiegel, reichert sich hier infolge Verdunstung des Wassers mit Wasserdämpfen an und gelangt mit diesen beladen durch das Verbindungsrohr f^1 in den Aschenkasten h und durch den Rost in die glühende Brennstoffsäule des Generators, wo durch den Sauerstoff der Luft die Kohle zu Kohlenoxyd verbrannt und der Wasserdampf von der glühenden Kohle in Wasserstoffgas und freien Sauerstoff zerlegt wird. Das noch heiße Generatorgas tritt dann durch ein Rohr in den Skrubber B, wo es ein mit Wasser berieseltes Koksfilter durchstreichen muß und dadurch gekühlt und gereinigt wird.

Vom Skrubber B fließt das Gas durch den kleinen Ausgleichtopf C dem Motor zu. Kurz vor Eintritt in diesen passiert es noch einen Teerabscheider o, so daß es fast völlig rein in den Motor kommt.



Figur 89.

Der Wasserspiegel in der Verdampferschale wird durch einen stetigen Zufluß und durch einen Überlauf auf gleichbleibender Höhe erhalten; das überlaufende Wasser tritt durch ein kleines Röhrchen in den Aschenkasten, wo es verdampft.

Die Stellung der einzelnen Teile beim Betrieb der Anlage ergibt sich aus obenstehender Abbildung. Die Ventilatorklappe 3 ist geschlossen, die Dampfluftklappe 1 geöffnet, die Abgasleitung durch den Ventilkegel 4 geschlossen, wodurch gleichzeitig der mit diesem durch eine Spindel fest verbundene Ventilkegel 5 die zum Skrubber führende Leitung geöffnet hält.

Bei Außerbetriebsetzung der Anlage wird der Generator vom Skrubber abgesperrt und mit der Außenluft in Verbindung gesetzt.

Es geschieht dies durch Umlegen des die Spindel bewegenden Gewichtshebels m in die gegenüberliegende Grenzlage und Öffnen der Luftklappe 2. Durch den entstehenden natürlichen Zug werden die Kohlen in schwacher Glut gehalten, so daß der Generator nach kurzem Anblasen wieder betriebsfähig ist. Die während solcher Betriebspausen entstehende geringe Gasmenge entweicht durch den Kamin.

Das Anfachen des Feuers zwecks erneuter Ingangsetzung des Generators geschieht durch einen Handventilator p mit Abschlußklappe 3.

Nach einer Blasezeit von 5—10 Minuten ist die Temperatur im Innern des Generators wieder so hoch, daß der Betrieb von neuem begonnen werden kann. Es werden sämtliche Organe in die vorstehend beschriebene Betriebsstellung gebracht und der Motor kann in Gang gesetzt werden.

Für gewöhnlich dient als Brennstoff Gaskoks oder Anthrazit. Ein Hauptvorzug gegenüber den Druckgeneratorgasanlagen besteht in dem Fortfall eines besonderen Dampfkessels, da die Dampferzeugung in der Wasserverdampfungsschale im oberen Teile durch die eigene Wärme des Generators erfolgt.

Das durch Anthrazit erzeugte Gas hat bei einem Heizwert des Anthrazits von etwa 8000 W. E. einen durchschnittlichen Heizwert von 1200—1300 W. E.

Häufig ist auch die Anwendung einer Generatorgasmotorenanlage in Verbindung mit einer Wassergasanlage.[1]

Bei dem Elektrizitätswerk der Firma JULIUS PINTSCH in Fürstenwalde ist eine Wassergasanlage von HUMPHREYS und GLASGOW im Gebrauch zum Betrieb von zwei Gasmotoren von je 160 PS.

Die Wassergasanlage liefert durchschnittlich in einem Tage (10 Stunden) 4000 cbm Wassergas und etwa 3,5 mal so viel Generatorgas, also ca. 14 000 cbm, von folgender Zusammensetzung:

Wassergas:		Generatorgas:	
H_2	53,9 %	H_2	4,4 %
CO	38,7 %	CO	23,0 %
zusammen brennbares Gas	92,6 %	zusammen brennbares Gas	27,4 %
CO_2	1,7 %	CO_2	4,5 %
H_2O	2,5 %	H_2O	2,7 %
N_2	3,2 %	N_2	65,4 %
zusammen brennbares Gas	100,0 %	zusammen brennbares Gas	100,0 %
Heizwert	2478 W. E./cbm	Heizwert	975 W. E./cbm

Die Ausbeute beträgt dabei aus 1,3 kg Brennstoff (Koks und gute Kesselkohle) 1 cbm Wassergas und 1 Pferdekraftstunde, erzeugt im Gasmotor mit dem Generatorgas. Diese Zahlen lassen die großen wirtschaftlichen Vorteile der Kombination einer Wassergaszentrale mit einer Gasmotorenanlage, welche das als Nebenprodukt auftretende Generatorgas verwertet, ohne weiteres erkennen.

§ 5. Die Ausnutzung der Wärme in den Gasmotoren.

Wie bei den Dampfmaschinen hat man auch bei den Gasmaschinen die indizierte oder Zylinderleistung Ni von der Bremsleistung Ne zu unterscheiden. Das Verhältnis der letzteren zur ersteren nennt man den mechanischen oder maschinellen Wirkungsgrad, also:

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} .$$

Hiervon zu unterscheiden ist der kalorische oder thermische Wirkungsgrad, welcher das Verhältnis der in indizierte Arbeit verwandelten Wärme zu der gesamten erzeugten Wärme darstellt. Um ein vollständiges Bild von dem Verbleib der Wärme, welche in der Gasmaschine erzeugt ist, zu erhalten, stellt man auf Grund

[1] Vergl. Bericht des Oberingenieurs NEUMANN der Deutzer Gasmotoren, Journ. f. Gasbel. 1901, Nr. 5.

von Versuchen eine sogenannte **Wärmebilanz** auf, in welcher zunächst die gesamte verfügbare Wärmemenge z. B. in einer Stunde, sodann die in indizierte Arbeit verwandelte Wärmemenge, ferner die in das Kühlwasser abgeführte Wärme, sowie endlich die in den Abgasen und durch Strahlung und Leitung der Maschine abgeführten Wärmemengen zusammengestellt werden.

Eine Zusammenstellung einiger Wärmebilanzen, welche durch Versuche an Hochofengasmaschinen gefunden waren, ist in der nachfolgenden Tabelle enthalten. Wie man sieht, sind etwa 22—30 % der vorhandenen Wärme in indizierte Arbeit verwandelt worden, welche Werte als recht günstige bezeichnet werden müssen.

Nr.	Datum und Ort der Versuche	Indizierte Leistung PS	Gasverbrauch pro PS-Stde. cbm	Heizwert des Gases W. E.	Wärmeentwickelung pro PS-Stde. W. E.	davon in indizierte Arbeit %	im Kühlwasser %	in den Abgasen usw. %
1	1898 10. & 20. Juli Seraing	213,906	2,829	981	2775	22,73	24,09	53,18
2	1898 Oktober Differdingen	79,0	2,28	940	2143,2	—	—	—
		78,2	2,28	940	2143,2	29,7	—	—
		79,5	2,25	936	2106	30,2	24,3	45,5
		46,5	2,46	948	2332,1	27,4	20,7	51,9
3	1898 Dezember Johannishütte	49,44	2,248	950	2135,6	29,82	33,01	37,17
		46,97	2,226	968	2155,2	29,9	—	—
		38,79	2,260	1003	2266,8	28,08	—	—
		31,722	2,446	985	2409	27,00	—	—
4	1900 März Seraing	789,89	2,544	im M. 950	2416,8	26,1	—	—
		786,16	2,556		2428,2	26,1	—	—
		746,21	2,337	im M. 950	2220	28	53,1	18,9
		886,48	2,334		2217	28	50,6	21,4

Um für die Beurteilung der Ausnutzung der Wärme und die Berechnung des Wirkungsgrades einer Gasmaschine die erforderlichen Grundlagen zu finden, sind an der zu untersuchenden Maschine Messungen vorzunehmen und Versuche anzustellen, über deren Gang im wesentlichen das folgende zu bemerken ist. Die durch Messung vor den Versuchen festzustellenden Größen sind die folgenden:

1. Die Abmessungen der Maschine und zwar Zylinderdurchmesser, Kolbenhub, Hubvolumen, d. h. Produkt aus Kolbenfläche und Kolbenhub, Kompressionsraum, Durchmesser des Schwungrades und eventuell der Bremsscheibe, Länge des Bremshebels;
2. mittlere Zusammensetzung und mittlerer Heizwert des zur Verwendung gelangenden Gases oder Brennstoffes.

Die Maße der Maschine sind sowohl aus den Zeichnungen zu entnehmen als auch, falls irgend möglich, nach Öffnen der Maschine durch Messung zu kontrollieren. Der Inhalt des Kompressionsraumes wird meistens sowohl rechnerisch durch Berechnung aus der Zeichnung und aus den Messungen an der Maschine, als auch empirisch durch Ausfüllen desselben mit Wasser ermittelt.

Die Bestimmung der Zusammensetzung des Brennstoffes geschieht durch chemische Analysen, des Heizwertes durch Berechnung aus denselben und mit Hilfe eines Kalorimeters.[1]

[1] In Deutschland wird hierzu fast nur das JUNKERSsche Kalorimeter verwandt.

Während der Versuche sind folgende Messungen zu machen:

1. Die Messung des Gasverbrauchs bezw. Brennstoffverbrauchs;
2. die Bestimmung des Heizwertes des Heizgases oder des flüssigen Brennstoffes, bei ersterem innerhalb gewisser Zeitintervalle, z. B. alle $^1/_4$—$^1/_2$ Stunde;
3. die Bestimmung der effektiven Leistung der Maschine durch Bremsung;
4. die Bestimmung der indizierten Leistung der Maschine durch Indizieren, vor, während und nach den Versuchen sowie Kontrolle der Indikatorfedern;
5. die Ermittelung der Umdrehungszahl während der ganzen Versuchsdauer und der mittleren Umdrehungszahl in der Minute;
6. die Messung der folgenden Temperaturen zu Anfang und zu Ende des Versuchs, sowie, falls Änderungen zu erwarten sind, in gewissen Zeitintervallen

   a) der Temperatur des Kühlwassers beim Eintritt in den Zylinder,
   b) der Temperatur des Kühlwassers beim Austritt aus dem Zylinder,
   c) der Temperatur des Brennstoffes (Gases oder Brennöles),
   d) der Temperatur der Luft beim Eintritt in den Zylinder,
   e) der Temperatur der Abgase beim Austritt aus dem Zylinder,
   f) der Temperatur der Außenluft;
7. die Messung der Kühlwassermenge;
8. die Bestimmung der Zusammensetzung der Abgase mit Hilfe eines Orsatschen Apparats (nur für genaue, kalorimetrische Untersuchungen an der Gasmaschine erforderlich);
9. die Ablesung des Barometerstandes während des Versuchs.

Nach beendigtem Versuche sind folgende Berechnungen anzustellen:

1. Die Ermittelung der mittleren indizierten Leistung aus den Indikatordiagrammen unter Zugrundelegung des durch die Kontrolle der Indikatorfedern ermittelten, mittleren Maßstabes für die Diagramme und der mittleren Tourenzahl der Maschine;
2. die Ermittelung des maschinellen Wirkungsgrades (Verhältnis der gebremsten zur indizierten Leistung);
3. die Berechnung des Gesamtgasverbrauchs (einschließlich desjenigen für die Zündflamme oder der Flamme zur Erhitzung des Glührohrs, falls eine solche vorhanden);
4. die Berechnung des Gasverbrauchs (abzüglich des Gasverbrauchs für die Zündflamme) für eine effektive und für eine indizierte Pferdestärke, bezogen auf 0° C und 760 mm Barometerstand;
5. die Berechnung der Wärmebilanz und zwar

   a) der in indizierte Arbeit verwandelten Wärme aus der indizierten Leistung und dem Gasverbrauch,
   b) der in das Kühlwasser abgeführten Wärme aus der Kühlwassermenge und der Temperatursteigerung desselben im Zylindermantel,
   c) der restierenden Wärme (in den Abgasen und durch Strahlung und Leitung verloren).

Soll die mit den Abgasen abgeleitete Wärme noch genauer ermittelt werden, so ist zunächst aus der Zusammensetzung des Gases und der Luftmenge die Menge der Abgase zu berechnen und aus der Temperatur der letzteren der Wärmeinhalt der Abgase zu bestimmen.

Mit ziemlicher Annäherung läßt sich jedoch auch ohne, daß man die Elementaranalyse des Leuchtgases auszuführen braucht, der Wärmeinhalt der Abgase berechnen, wenn man das spezifische Gewicht derselben (z. B. durch

Wägung eines genau abgemessenen Gasvolumens bei bestimmter Temperatur) bestimmt, sodann aus Zylinderinhalt, Abgastemperatur und Tourenzahl das minutliche Abgasvolumen und daraus endlich das Gewicht der Abgase berechnet.

Ein drittes Mittel zur Bestimmung der Abgasmenge wäre die Messung der Auspuffgeschwindigkeit mittels eines Anemometers oder eines Piezometers oder Wasserdruckanemometers. Aus derselben und dem Querschnitt des Auspuffrohrs läßt sich, falls die Messung genügend oft geschieht, mit ziemlicher Annäherung die Auspuffgasmenge berechnen. Aus letzterer, dem spezifischen Gewicht und der Temperatur ergibt sich sodann ohne weiteres der Wärmeinhalt der Abgase.

Ein Beispiel[1] möge die Vornahme solcher Untersuchungen erleichtern.

Eine im Viertakt arbeitende Gasmaschine, System OTTO-CROSSLEY, hatte folgende Abmessungen:

1. Zylinderdurchmesser . . . . 0,241 m,
2. Kolbenhub . . . . 0,457 m,
3. Hubvolumen . . . . 20,85 l,
4. Kompressionsraum . . . . 8,32 l,
5. Gesamtvolumen des Zylinders . . . . 29,17 l,
6. Verhältnis 4/3 . . . . 0,4 .

Die Versuchsergebnisse bezw. die durch Messung gefundenen Werte waren folgende:

1. Versuchsdauer 6 Stunden,
2. Touren in der Minute 160,1,
3. Anzahl der Verpuffungen in der Minute 78,4,
4. Mittlere aus den Diagrammen berechnete Nutzspannung 4,77 kg/qcm,
5. Stündliche Gasmenge ohne Zündflamme 9963 l,
6. Stündliche Gasmenge der Zündflamme 95 l,
7. Stündliche Gasmenge mit Zündflamme 10058 l,
8. Gastemperatur 20,1°,
9. Gasdruck 34 mm Wassersäule,
10. Kühlwassermenge in der Stunde 323 kg,
11. Temperatursteigerung desselben 71,1°,
12. Gebremste Leistung 14,95 PS.

Hieraus berechnen sich folgende Werte:

1. Die indizierte Leistung N_i.

Da die Kolbenfläche 456,17 qcm und die mittlere Nutzspannung 4,76 kg ist, so beträgt die Leistung, da in der Minute 78,4 Verpuffungen stattfanden

$$N_i = \frac{\overbrace{456,17 \cdot 4,77}^{\text{Druck}} \cdot \overbrace{0,457}^{\text{Hub}} \cdot 78,4}{60 \cdot 75} = 17,32 \text{ PS}_i \quad .$$

2. Der maschinelle Wirkungsgrad

$$\eta_m = \frac{14,95}{17,32} = 0,863 \quad .$$

3. Der stündliche Gasverbrauch, bezogen auf 1 PS_i (einschließlich Zündgas)

$$G_{std} = \frac{10058}{17,32} = 580 \text{ l} \quad .$$

[1] Bericht v. SCHÖTTLER über Versuche von KENNEDY in Z. d. Ver. deutsch. Ingenieure 1889, p. 717 ff. nach Engineering 1889. 47. 175.

4. Desgleichen ausschließlich Zündflamme

$$G_{std} = \frac{9963}{17,22} = 575,2 \text{ l} \quad .$$

5. Desgleichen bezogen auf 1 effektive PS (einschließlich Zündflamme)

$$G_{std} = \frac{10058}{14,95} = 672,8 \text{ l} \quad .$$

6. Desgleichen bezogen auf 1 effektive PS (ohne Zündflamme)

$$G_{std} = \frac{9963}{14,95} = 666,4 \text{ l} \quad .$$

7. Die in indizierte Arbeit verwandelte Wärme.

Die indizierte Leistung betrug 17,32 PS. Da die einer PS entsprechende Leistung in der Stunde $N_0 = 75 \cdot 60 \cdot 60 = 270\,000$ mkg, die entsprechende Wärmemenge $= \frac{270\,000}{428} = 630$ W. E. beträgt, so sind zu obiger Leistung

$$Q_1 = 17,32 \cdot 630 = 10911,6 \text{ W. E.}$$

verbraucht.

Ein Kubikmeter des Versuchsgases hatte einen Heizwert von 5437 W. E.[1] Da in der Stunde im Zylinder 9,963 cbm verbrannt wurden, so betrug die ganze entwickelte und zur Verfügung stehende Wärmemenge $Q_0 = 9,963 \cdot 5437 = 54\,169$ W. E., von welcher $\frac{10\,911,4}{54\,169} \cdot 100 = 20,14\,^0/_0$ in indizierte Arbeit verwandelt sind.

8. Die in das Kühlwasser abgeführte Wärme.

Die Kühlwassermenge betrug in der Stunde 323 kg, die Temperatursteigerung desselben 71,1°, so daß im ganzen $Q_2 = 323 \cdot 71,1 = 22965$ W. E. in dasselbe übergingen oder in $^0/_0$ der Gesamtwärme

$$\frac{22965}{54\,169} \cdot 100 = 42,39\,^0/_0 \quad .$$

9. Die mit den Abgasen abgeführte Wärmemenge.

Die Berechnung dieser Wärmemenge ist wesentlich umständlicher. Hierfür ist es erforderlich, die folgenden Werte zu bestimmen:

a) Die Zusammensetzung des Leuchtgases und der Verbrennungsprodukte;
b) die Temperaturen in den Hauptpunkten des Kreisprozesses mit Hilfe der Indikatordiagramme des Versuchs bezw. eines aus sämtlichen Diagrammen während der Versuchsdauer (den Beharrungszustand vorausgesetzt) zusammengesetzten mittleren Diagramms. Hierbei wird häufig zur Erleichterung der Berechnungen die Voraussetzung gemacht, daß die Temperaturen im Zylinder am Ende des Kolbensaughubs gleich der Temperatur des abfließenden Kühlwassers ist. Diese Annahme ist freilich nicht genau richtig, jedoch für angenäherte Berechnungen wohl zulässig;
c) die Berechnung der angesaugten Gas- und Luftmenge, sowie der entsprechenden Gewichtsmengen, des Gesamtgewichts, der Konstanten R der Ladung und aus der Zusammensetzung der Abgase der spezifischen Wärmen derselben.

---

[1] In dem Originalaufsatz von SCHÖTTLER ist für den Versuch mit der Otto-Crossleymaschine der Heizwert H zu 5573 angegeben, indessen ist für denselben die Zusammensetzung des Leuchtgases nicht mitgeteilt, so daß auch die Zusammensetzung der Abgase nicht ermittelt werden kann. Für die Darlegung des Ganges der Berechnung ist es gleich, ob der Heizwert von 5573 oder 5437 W. E. in die Rechnung gesetzt wird.

Hierbei ist zu beachten, daß die Ermittelung der angesaugten Luftmenge aus dem Hubvolumen und dem Volumen des Kompressionsraums nicht zulässig ist, da diese Berechnung zu erheblichen Fehlern führt, wie vielfach durch vergleichende Versuche festgestellt ist. Für genaue Messungen erscheint der einzige, wirklich richtige Resultate versprechende Weg zur Bestimmung der Luftmenge die Messung derselben mittels einer gut geaichten Luftuhr zu sein.

Für gewöhnlich wird bei der Wärmebilanz die durch die Abgase und die durch Strahlung und Leitung verlorene Wärme aus der Differenz zwischen der entwickelten Wärme und der Summe der in indizierte Arbeit verwandelten und der im Kühlwasser abgeführten Wärme berechnet.

Für das obige Beispiel ergibt sich daher die Summe der Wärme in den Abgasen und der durch Strahlung und Leitung verlorenen Wärme folgendermaßen.

Die gesamte Wärmemenge, welche in der Stunde entwickelt wurde, betrug $Q_0 = 54169$ W. E. In indizierte Arbeit wurden verwandelt $Q_1 = 10911,6$ W. E., im Kühlwasser wurden abgeführt $Q_2 = 22965$ W. E. Die restierende Wärme beträgt daher

$$Q_3 + Q_4 = 54169 - (10911,6 + 22965) = 20292,4 \text{ W. E.}$$

und man erhält folgende Bilanz:

	W. E.	%
1. Gesamte, in der Stunde entwickelte Wärme, Q_0 . . .	54169	100
2. In indizierte Arbeit verwandelte Wärme, Q_1	10911,6	20,14
3. Im Kühlwasser abgeführte Wärme, Q_2	22965	42,39
4. In den Abgasen, durch Strahlung und Leitung abgeführte Wärme, $Q_3 + Q_4$	20292,4	37,47
zusammen	54169,0	100,00

Dieselbe gibt über die Hauptfrage, wieviel Prozent der gesamten disponiblen Wärme in indizierte Arbeit verwandelt sind, den erforderlichen Aufschluß. Über die Wärmevorgänge im Innern der Maschine dagegen gibt eine derartige Bilanz keinen Anhalt, und sind für die Beurteilung derartiger, mehr theoretisch-wissenschaftlicher Fragen genaue kalorimetrische Untersuchungen anzustellen.

§ 6. Brennstoffverbrauch und Betriebskosten der Gasmaschine.

Die Frage nach dem Brennstoffverbrauch und den hiermit zusammenhängenden Betriebskosten der Gasmaschine ist für die Beurteilung ihrer Konkurrenzfähigkeit mit anderen Motoren, namentlich aber mit den Dampfmaschinen, von der größten Wichtigkeit und ist es stets erforderlich, vor der Beschaffung einer Motorenanlage diese Frage eingehend zu prüfen, Für die Zwecke der chemischen Industrie sind allerdings die Dampfmaschinen, da sowohl der frische Dampf, als auch der Abdampf zu Heiz- und Kochzwecken benutzt werden kann, und daher der Dampfkessel häufig unentbehrlich ist, meist vorzuziehen. Indessen dürften sich Betriebsverhältnisse finden, in welchen namentlich im Hinblick auf die Vorzüge der größeren Einfachheit der Gasmaschine, der jederzeitigen Betriebsfertigkeit, des geringeren Raumbedarfes der Gasmaschine, der letzteren der Vorzug gegeben werden kann. Um sich jedoch ein klares Bild über die zu erwartenden Betriebskosten machen zu können, genügt es nicht allein, die Unkosten für den Brennstoffverbrauch festzustellen, vielmehr hat eine solche Betriebskostenberechnung auch die Amortisation und Verzinsung, die Unkosten für Wartung,

[1] Die nachfolgenden Ausführungen sind dem Lehrbuch des Verfassers „Die Gasmaschine", Leipzig, 1901, p. 116—121, entnommen.

Schmierung und Reparaturen der Maschine, sowie endlich den Kühlwasserbedarf mit in Rechnung zu setzen.

Bezüglich des Brennstoffbedarfes allein können folgende Werte angenommen werden.

Bei Leuchtgasmaschinen:

für Maschinen	bis	10	PS.	rund	700 l	für 1 PS_e.
„ „	„	30	„	„	550 l	„ 1 „
„ „	„	60	„	„	500 l	„ 1 „
„ „	„	60	„	„	450—500 l	für 1 PS_e.

Für Kraftgasmaschinen kann man etwa 0,5—0,7 kg Anthracit für 1 Stde. PS rechnen.

Für Benzin- und Petroleummotoren schwankt der Brennstoffverbrauch außerordentlich je nach der Größe der Leistung, indessen kann man hier als Mittelwert etwa 0,4 l Benzin für 1 indiz. Stde. PS. annehmen; für eingehendere Berechnungen sei auf folgende Werke verwiesen.[1]

Über die Bedeutung der Verbrennungskraftmaschinen für die Erzeugung motorischer Kraft hielt Prof. EUGEN MEYER, Charlottenburg, einen interessanten Vortrag auf der Naturforscherversammlung in Breslau im Jahre 1904. Nach einem Bericht in der Naturwiss. Rundschau[2] führte er folgendes aus: Beste Großdampfmaschinen verwandeln nur 13—15 % der in der Kesselkohle enthaltenen Wärme in Nutzarbeit, normale Dampfmaschinen mittlerer Größe nur gegen 10 %, und bei den Kleindampfmaschinen muß man sich sogar häufig mit 3—4 % Wärmeausnutzung begnügen. Erst durch die Anwendung überhitzten Dampfes erzielt man auch in kleineren Anlagen bis zu 15,3 %. Der Kolbendampfmaschine sind in neuerer Zeit zwei Gegner erstanden, die Dampfturbine und die Gaskraftmaschine. Die Dampfturbinen scheinen die Wärme nicht viel besser auszunutzen als die Kolbendampfmaschinen, aber es werden die Konstruktionen einfacher, die Anlagekosten kleiner, der Schmierölverbrauch geringer und die Regulierfähigkeit größer. Die geringe Wärmeausnutzung der mit Wasserdampf arbeitenden Maschinen ist in den thermodynamischen Gesetzen über die Umwandlung der Wärme in Arbeit begründet. Statt erst die Wärme der Verbrennungsgase im Kessel auf den Wasserdampf als Zwischenträger zu übermitteln, ist es nach den Gesetzen der Thermodynamik viel aussichtsreicher, die Verbrennungsgase selbst mit ihren hohen Anfangstemperaturen Ausdehnungsarbeit leisten und die Verbrennung daher im Motorenzylinder selbst erfolgen zu lassen. Dieser Forderung entsprechen die Gaskraftmaschinen (Gas-, Benzin-, Petroleum- und Spiritusmotoren).

Von der im Gase enthaltenen Wärme werden heutzutage in den besten Gasmaschinen bis zu 32 % in Nutzarbeit verwandelt, in kleineren Gasmaschinen von 10 PS. und selbst darunter noch über 25 %. Naturgemäß mußte die Gasmotorenindustrie bestrebt sein, das teuere Leuchtgas durch ein möglichst einfach und billig herzustellendes Gas zu ersetzen, und dies ist ihr durch die Erzeugung von Kraftgas oder Generatorgas gelungen. Allein für die wirtschaftliche und technische Bedeutung kommt es nicht sowohl auf die Wärmeausnutzung als solche, als vielmehr auf die dadurch bedingten Brennstoffkosten an. Der Gasmotor kann heute noch überall da keine Anwendung finden, wo man von einer Maschine verlangen muß, daß sie unter Belastung von selbst angeht und wo die Drehrichtung der Maschine geändert werden muß. Hinsichtlich der Brennstoffkosten wird dem Gasmotor der Wettbewerb mit der Dampfmaschine nicht leicht gemacht. Dieselbe Wärmemenge, aus Leuchtgas, Petroleum oder Benzin erzeugt,

[1] CHR. EBERLE, Die Kosten der Krafterzeugung, Halle a. S. 1898. Die neueren Kraftmaschinen, ihre Kosten usw., OTTO MARR, München, 1904, Oldenburg. v. IHERING, Die Gasmaschine, Leipzig, 1901, 8. Kap. — [2] 19. 1904. p. 637, 649, 661.

ist in Deutschland im Mittel ungefähr 7—10mal teurer, als wenn sie aus der Kesselkohle selbst erzeugt würde. Die mit diesen Brennstoffen arbeitenden Maschinen konnten daher im allgemeinen nur die Kleindampfmaschinen verdrängen, die so sehr ungünstig hinsichtlich der Wärmeausnutzung arbeiteten. Trotz dieser Sachlage konnten sich in den letzten $2^1/_2$ Jahren Sauggasanlagen in Größen bis zu 50 und selbst bis zu 100 PS. zahlreich einführen und die Dampfmaschine sehr zurückdrängen, denn sie erweisen sich, nach Ansicht des Vortragenden, in den Brennstoffkosten und in den Gesamtkosten wirtschaftlicher als die Dampfmaschinen. Auch für größere Anlagen ist dies in vielen Fällen zutreffend. Immerhin war man hier zurückhaltender, da ja die Dampfmaschine in größeren Anlagen wirtschaftlicher arbeitet als in kleineren. Der mächtigste Ansporn zur Ausgestaltung der Großgasmaschine kam von seiten der Eisenhüttenindustrie. Das dem Hochofen entströmende Gichtgas ist noch brennbar. Die Hälfte davon wird zur Erhitzung des Gebläsewindes verwendet, die andere Hälfte wurde früher unter Dampfkesseln verbrannt. Bei einem Hochofen von 200 t täglicher Eisenerzeugnis können dabei höchstens 2500 PS. in der Dampfmaschine geleistet werden. Man kam im Jahre 1895 darauf, dieses Gas im Gasmotor zu verwenden und hat diesen Gedanken seither unter großen konstruktiven Schwierigkeiten, aber mit stetig wachsendem Erfolge verwirklicht. Bei der viel besseren Wärmeausnutzung der Gasmaschine gewinnt man aus demselben Hochofen 5000—6000 PS., also gegen 3000 PS. mehr als in der Dampfmaschine. Der Hochofen wird so zu einer gewaltigen Kraftzentrale, die nicht bloß das Hüttenwerk, sondern auch das Stahl- und Walzwerk mit Kraft versorgen kann. Zahlreiche Anlagen bis zu Maschinengrößen von 2000—3000 PS. (in Deutschland bis Oktober 1903 allein insgesamt 67 Maschinen mit zusammen 87 000 PS.) wurden schon ausgeführt oder sind in Ausführung. Auch die Verwertung der Koksofengase im Gasmotor gewinnt immer mehr Verbreitung. Ein aufs höchste erstrebenswertes Ziel wäre die Verwirklichung der Gasturbine. Würde es der Gasmotorenindustrie gelingen, gewöhnliche Kesselkohle in einfachen Apparaten zu vergasen, so wäre damit auf dem Wege der unbedingten wirtschaftlichen Überlegenheit der Verbrennungskraftmaschinen über die anderen Wärmekraftmaschinen viel getan.

4. Kapitel.

Die Wasserkraftmaschinen.

Bei denselben wird die potenzielle Energie, welche einer bestimmten Wassermenge vermöge ihrer um eine bestimmte Höhe über dem Meeresspiegel liegenden Oberfläche innewohnt, mehr oder weniger vollkommen ausgenutzt. Denkt man sich z. B. einen Gebirgssee von bestimmter Breite, Länge und Tiefe, also bestimmtem Wasserinhalt, welcher an seiner tiefsten Stelle angebohrt und vollständig abgelassen werden soll, so wird das Wasser beim Niederfallen um eine bestimmte Höhe, das sogenannte Gefälle, imstande sein, eine bestimmte Arbeit zu verrichten. Theoretisch betrachtet ist das gesamte disponible Gefälle der Abstand zwischen dem Oberwasserspiegel des Gebirgssees und der Meeresoberfläche. Für eine bestimmte Wasserkraftanlage jedoch ist es niemals möglich, dieses gesamte Gefälle auszunutzen, es sei denn, daß der Gebirgssee sich unmittelbar in nächster Nähe des Meeresspiegels befände (Norwegen). In Wirklichkeit liegen die Verhältnisse fast immer so, daß nur eine begrenzte Strecke des vorhandenen Gefälles für eine bestimmte Wasserkraftanlage zur Verfügung steht, und man bezeichnet dann den Höhenunterschied zwischen dem Oberwasserspiegel und der tiefsten Abflußhöhe, welche noch im Gebiete des Wasserberechtigten liegt, als das disponible Gefälle.

Die Wassermenge Q wird gewöhnlich in cbm in der Sek. angegeben und da das Gewicht eines cbm Wassers = 1000 kg ist, so ist das Gewicht einer bestimmten Wassermenge $G = Q \cdot \gamma$, worin Q die Wassermenge in der Sek., $\gamma = 1000$ kg das Gewicht von 1 cbm bedeutet.

Bezeichnet man ferner mit H das disponible Gefälle in m und nimmt man an, daß das Wasser mit einer bestimmten Geschwindigkeit c_1 am Ende des Zuleitungskanales zur Wasserkraftmaschine in die letztere einströmt, und mit einer Geschwindigkeit c_2, nachdem es die Maschinen verlassen hat, in den Untergraben einfließt (beide Geschwindigkeiten in m/Sek.), bezeichnet ferner H' das Nutzgefälle, d. h. den Höhenunterschied der beiden Wasserspiegel am Ende des Obergrabens oder Obergerinnes vor dem Motor und am Anfang des Untergrabens oder Untergerinnes direkt hinter dem Motor, so besteht die Beziehung $H = H' + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2 \cdot g}$, während die verfügbare Arbeitsstärke N sich ergibt aus der Gleichung $N = \frac{Q \cdot H \cdot 1000 \text{ kg}}{75}$ in PS., und die wirkliche Nutzleistung des Wassermotors sich berechnet aus der Gleichung $N_e = \eta \cdot N$, worin $\eta = \frac{N_e}{N}$ den Gesamtwirkungsgrad des Wassermotors oder der Wasserkraftmaschine bezeichnet.

Beispiel. Bei dem Wasserkraftwerk Etzel-Werk in Pfäffikon bei Zürich beträgt[1] die sekundliche Wassermenge $Q = 6,5$ cbm, das Gefälle 465 m. Bei einem Wirkungsgrad von $\eta = 75\,^0/_0$ beträgt somit die Leistung dieser Wasserkraft:

$$N_e = \frac{\overbrace{6{,}5}^{\text{cbm}} \cdot \overbrace{1000}^{\text{kg}} \cdot \overbrace{465}^{\text{m}}}{75 \text{ (mkg)}} \cdot \overbrace{0{,}75}^{\eta} = 65 \cdot 465 = 30225 \text{ PS}_e.$$

oder rund 30 000 PS., und zwar ist diese Leistung Tag und Nacht während des ganzen Jahres verfügbar.

Um die Leistung einer vorhandenen Wasserkraft zu ermitteln, müssen daher folgende zwei Werte bekannt sein, die Wassermenge in der Sek., welche zufließt und das disponible Gefälle.

Beide Werte lassen sich meist in einfacher Weise bestimmen; der erstere durch Messung, der letztere durch Nivellement.

Zur Bestimmung der Wassermenge können 3 Methoden angewandt werden.

1. Durch Ausfließenlassen des Wassers aus bestimmtem Querschnitt, welche Methode sich namentlich für kleinere Wassermengen eignet.
2. Durch Bestimmung der Wassergeschwindigkeit mit Hilfe von Instrumenten (Wassermessern oder Geschwindigkeitsmessern).
3. Durch Berechnung aus der Geschwindigkeit und dem Querprofil des Wasserlaufes.

Die letzte Methode eignet sich namentlich bei großen Wassermengen von größerem Wasserlaufe (Bäche und Flüsse).

Man sucht eine Strecke von möglichst gleichförmigem Querschnitt, auf welcher sich das Wasser möglichst lange genau geradlinig fortbewegt, Figur 90.

An verschiedenen Querschnitten A, B, C, D, A_1, B_1, C_1, D_1 wird durch Lotung an verschiedenen, in möglichst gleichem Abstand befindlichen Stellen, z. B. an den Punkten 1—6 in Figur 90, die Tiefe gemessen und danach der Querschnitt des Wasserlaufes an der bestimmten Stelle, z. B. in A, B oder CD ermittelt. Bezeichnet man nun mit u_1 die Geschwindigkeit des Wasserfadens im

[1] Z. d. Ver. d. Ing. 1904. Nr. 38. p. 1434.

Punkte 1 an der Oberfläche in der Linie *ef* der vorigen Figur und t_1 die Tiefe in diesem Punkte, so ist die wirkliche Geschwindigkeit des Wassers c_1 an dieser Stelle zu berechnen aus der Gleichung:

$$c_1 = \frac{1 + 0{,}15 \cdot \sqrt{t_1}}{1 + 0{,}225 \cdot \sqrt{t_1}} u_1 .$$

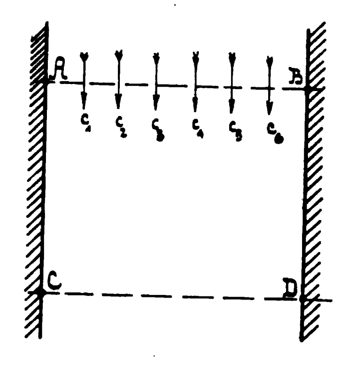
In derselben Weise sind die Geschwindigkeiten in den Abständen 2, 3, 4, 5 usw. zu messen und zu berechnen und erhält man daraus die mittlere Geschwindigkeit c_m angenähert aus der Gleichung:

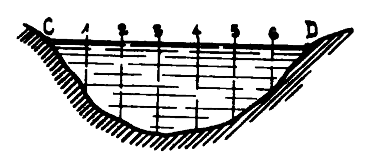
$$c_m = \frac{c_1 + c_2 + c_3 + \dots . c_6}{6} .$$

Die Oberflächengeschwindigkeit u_1 usw. wird gemessen, indem man einen Schwimmkörper beobachtet bei seinem Durchgange durch den Querschnitt *AB* bezw. *CD*, deren Abstand genau gemessen ist, z. B. = 20 m beträgt. Ist die Zeit, welche der Schwimmkörper von *AB*—*CD* gebraucht = 16 Sek., so ist die Geschwindingkeit:

$$u_1 = \frac{20}{16} = 1{,}25 \text{ m/Sek.}$$

Derselbe Versuch ist mehrfach zu wiederholen und aus allen Zahlen der Mittelwert zu nehmen. Als Schwimmkörper können Schwimmkugeln mit einem Signalfähnchen, leere Flaschen, Holzstücke usw. verwandt werden. Genauere Werte ergeben die Wassermessungen mit Instrumenten zur Bestimmung der Wassergeschwindigkeit, insbesondere dem WOLTMANNschen Flügel und anderen, auf welche weiter einzugehen zu weit führen würde.





Figur 90.

Einige weitere Angaben über die Gefälle- und Wassermengenbestimmung mögen noch folgen.

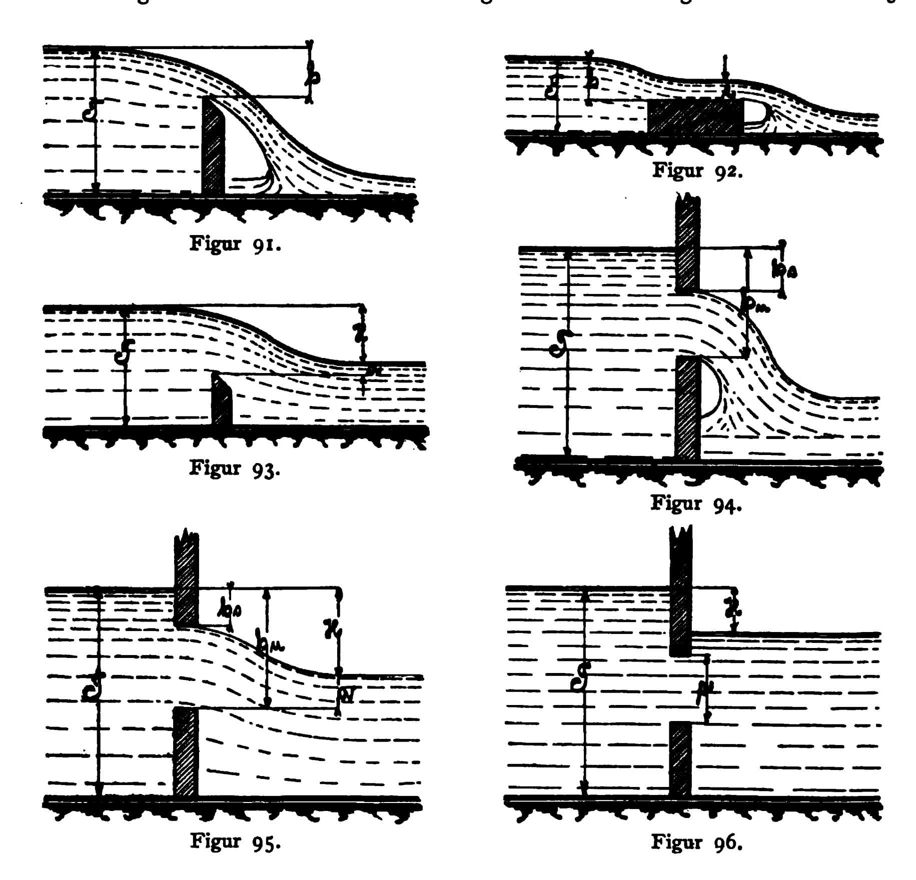
a) Gefällemessung.[1]

Das vorhandene Gefälle läßt sich in den meisten Fällen ziemlich einfach bestimmen mittels Senkblei und Wasserwage oder mittels des Nivellierinstrumentes. Muß das Gefälle erst auf einer längeren Strecke gewonnen werden, so ist von dem Höhenunterschied zwischen Oberwasserspiegel und Unterwasserspiegel noch das notwendige Grabengefälle in Abzug zu bringen, das um so größer wird, je geringer die Grabendimensionen im Verhältnis zur Wassermenge, je höher also die Wassergeschwindigkeit gewählt wird. Im allgemeinen wird eine Grabengeschwindigkeit von 0,5—0,8 m pro Sek. zulässig sein, bei sehr kleinen Wassermengen ist dieselbe noch geringer zu wählen. Bei größeren Veränderungen des Gefälles ist dasselbe bei verschiedenen Wasserständen zu bestimmen. Dies wird in einfacher Weise so bewerkstelligt, daß man am Oberwasserspiegel und am Unterwasserspiegel z. B. je einen Merkpfahl anbringt und, nachdem das Gefälle für irgendeinen Wasserstand festgelegt ist und die entsprechenden Marken an den Pfählen gemacht sind, die Veränderungen der Wasserspiegel bei verschiedenen Wasserständen beobachtet und notiert.

[1] Nach Mitteilung der Firma H. QUEVA & Co. in Erfurt, Maschinenfabrik und Eisengießerei. Katalog 7. Ausg. p. 3—5.

b) Wassermessung.

Viel schwieriger als die Gefällemessung gestaltet sich die Messung der sekundlich zufließenden Wassermenge. Dieselbe kann auf dreierlei Weise erfolgen: mittels Schwimmer, mittels Überfall- oder Spannschützen oder mittels des WOLTMANNschen Flügels, andere Arten der Messung kommen im allgemeinen nicht in Frage. Die Messung mit dem WOLTMANNschen Flügel, durch welche die mittlere Geschwindigkeit an irgendeinem Grabenquerschnitt bestimmt wird, die dann mit dem Grabenquerschnitt multipliziert die sekundlich durchfließende Wassermenge ergibt, ist stets durch einen Fachingenieur vorzunehmen; ihre Beschreibung kann daher hier übergangen werden; sie wird überall da angestellt, wo die übrigen Verfahren zur Bestimmung der Wassermenge mehr oder weniger



Figur 91. Figur 92. Figur 93. Figur 94. Figur 95. Figur 96.

versagen, namentlich bei sehr großen Wassermengen, bei Messung direkt im Flußlauf usw.

Den geringsten Anspruch auf Genauigkeit hat die Wassermessung mittels Schwimmer, doch können mit Hilfe derselben der Lieferantin des Wassermotors unter günstigen Umständen Angaben gemacht werden, die für die Berechnung der Turbine ausreichend sind, namentlich dann, wenn die Schwimmermessung in einem sehr gleichmäßigen Teil des Gerinnes oder Flußlaufes vorgenommen werden kann. Man steckt sich dann an diesem Gerinne eine bestimmte Strecke (bei geringeren Wassergeschwindigkeiten von ca. 10 m, bei größeren Geschwindigkeiten von ca. 20—30 m) ab und beobachtet, innerhalb welcher Zeit irgendein Schwimmer, der im mittleren Stromstrich schwimmt, die Strecke durchläuft. Um die Zeit genau

beobachten zu können, ist es nötig, den Schwimmer ein Stück vor der abgesteckten Strecke in den Flußlauf zu senken, eventuell zu werfen. Wenn nun der Schwimmer z. B. die Strecke von $s = 15$ m in $t = 24$ Sek. durchläuft, so ist die mittlere Geschwindigkeit des Schwimmers $v = \frac{s}{t} = \frac{15 \text{ m}}{24 \text{ Sek.}} = 0{,}625$ m pro Sek. Soll bei breiteren Flußläufen eine etwas größere Genauigkeit der Messung erzielt werden, so ist es gut, wenn man den Schwimmer in verschiedenen Abständen vom Ufer schwimmen läßt, so daß ein Mittelwert der Oberflächengeschwindigkeit gefunden werden kann. Zur Berechnung der Wassermenge sind außer den Angaben über den Wasserquerschnitt an der Messungsstelle (bei ungleichförmigem Flußbett einige Querschnitte) noch solche über die Beschaffenheit des Flußbettes, ob Holzgerinne, Gerinne aus Ziegelsteinen oder Bruchsteinen, Kiesbett usw. zu machen, weil hierdurch das Verhältnis der mittleren Wassergeschwindigkeit zur Oberflächengeschwindigkeit besonders bei geringerer Wassertiefe wesentlich beeinflußt wird. Da hierbei auch noch der herrschende Wind und die Krümmung des Flußbettes eine Rolle spielen, so ist leicht einzusehen, daß ein großer Genauigkeitsgrad der Messung in vielen Fällen nicht zu erwarten ist.

Genauer wird die Messung bei Anwendung einer Spannschütze oder eines Überfallwehres, doch ist es dabei wie bei der Schwimmermessung nötig, daß der Turbinenfirma möglichst erschöpfende Angaben über die Verhältnisse, unter denen die Messungen vorgenommen wurden, gemacht werden.

Im folgenden möge an einigen Skizzen gezeigt werden, welche Maße zur Berechnung der Wassermenge nötig sind.

Die obigen Typen von Überfällen und Durchlässen sind dem Ingenieur-Taschenbuch „Hütte“ entnommen und stellen die wichtigsten vorkommenden Anordnungen dar. Außer den Maßen der mit Buchstaben versehenen Maßlinien sind dann noch die Breite des Überfalles oder Durchlasses b und die Breite des Zuflußgrabens B anzugeben, ferner auf welchen Seiten eine Einschnürung des Wasserstrahles durch vorspringende Kanten erfolgt, ob die Kanten scharfkantig sind. Bei Überfällen (Figur 91, 92 und 93) ist darauf zu achten, daß der Raum unterhalb des Wasserstrahles mit der Atmosphäre in Verbindung bleibt.

Ausführliche Versuchsreihen in größerem Maßstabe wurden angestellt bei vollkommenen Überfällen nach Figur 91 durch Professor Frese, der in seiner Abhandlung über die Versuche in der Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure Jahrgang 1890, p. 1285 und folgende eine ausführliche Beschreibung und Zusammenstellung der Versuche zugleich mit den Resultaten früherer Versuchsansteller bringt.

Eine kleine tabellarische Zusammenstellung zur Bestimmung der Wassermenge durch Überfälle, wie sie unter Umständen leicht herzustellen sind, möge in folgendem Platz finden. Dieselbe ist nach den von Professor Frese entwickelten Formeln zusammengestellt, doch ist zu bemerken, daß die Tabellenwerte nur für die darin berücksichtigte Anordnung volle Geltung haben.

I. Tabelle

der Wassermengen in cbm pro Sekunde bei vollkommenen Überfällen ohne seitliche Einschnürung bei 1 m Überfallbreite und 1 m breitem Zuflußgraben.

Höhe der Schütze $T - h = 400$ mm (siehe Figur 91).

Bei dieser Messung ist darauf zu achten, daß der Raum unter dem Wasserstrahl eventuell durch seitliche Luftzufuhr mit der Atmosphäre genügend in Verbindung steht.

h in mm, *Q* in cbm pro Sekunde

h	50	60	70	80	90	100	120	140	160
Q	0,0220	0,0283	0,0355	0,0435	0,0516	0,0605	0,0788	0,1005	0,1235
h	180	200	220	240	260	280	300	320	340
Q	0,1490	0,1745	0,2020	0,2326	0 2640	0,2970	0,3310	0,3670	0,4040
h	360	380	400	420	440	460	480	500	
Q	0,4430	0,4848	0,5260	0,5695	0,6140	0,6610	0,7060	0,7545	

II. Tabelle

der Wassermengen in cbm pro Sekunde bei vollkommenen Überfällen mit seitlicher Einschnürung bei 1 m Überfallbreite, 5 m Breite im Zuflußgraben und 400 mm Schützenhöhe

h	100	120	140	160	180	200	220	240
Q	0,0574	0,0753	0,0945	0,1152	0,1372	0,1600	0,1840	0,2090
h	260	280	300	320	340	360	380	400
Q	0,2354	0,2625	0,2904	0,3196	0,3495	0,3805	0,4120	0,4435
h	420	440	460	480	500			
Q	0,4770	0,5115	0,5460	0,5810	0,6180			

Bezüglich der Wirkungsweisen des Wassers in den Wasserkraftmaschinen kann man folgende Unterscheidungen machen.

1. Reine Gewichtswirkung,

Hierbei wird durch eine bestimmte niedersinkende Wassermenge ein fester Körper in vertikaler Richtung niederbewegt oder um eine Drehachse gedreht infolge des Übergewichtes der mit Wasser gefüllten Behälter, Zellen, Kübel usw. über die entleerten Kübel.

2. Hydrostatischer Druck.

Bei demselben wird durch den auf einen Kolben wirkenden Wasserdruck einer beliebig hohen Wassersäule der Antrieb der Maschine bewirkt.

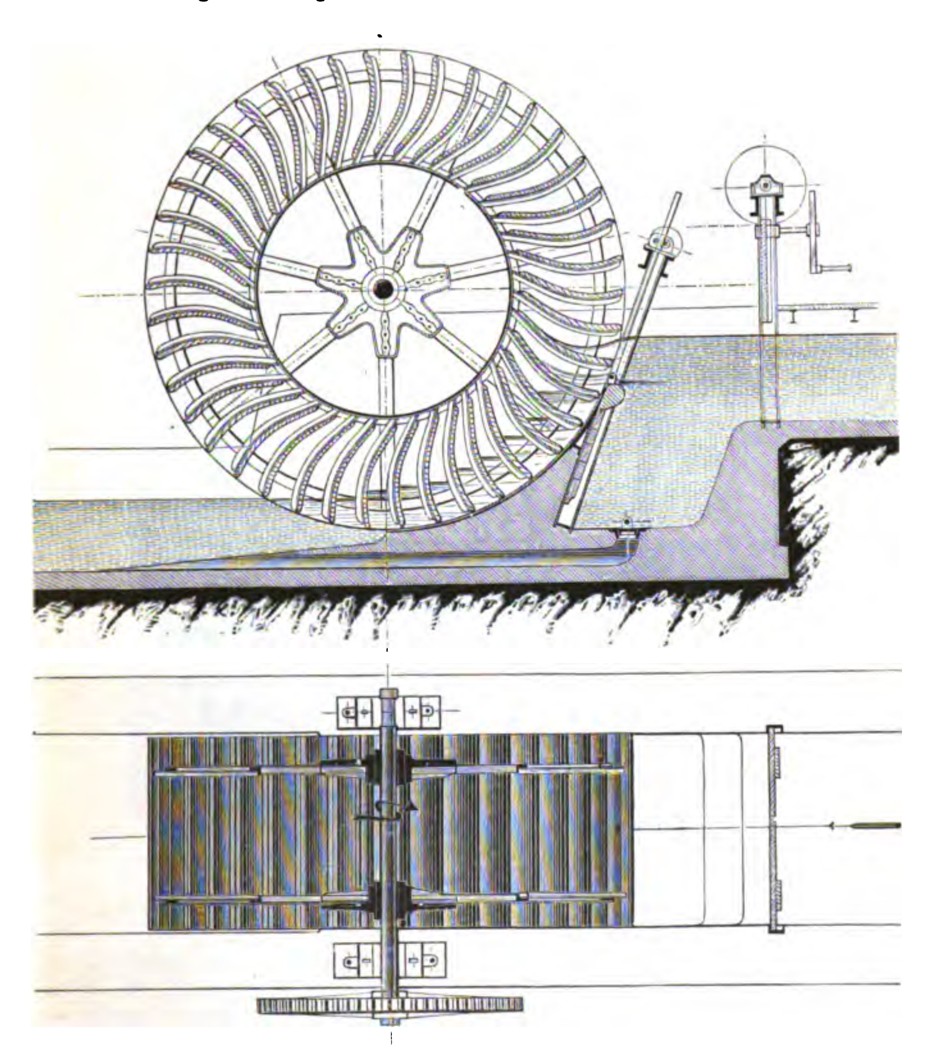
Ist F der Querschnitt des Kolbens in qm, h die Gesamtdruckhöhe in m, γ das spezifische Gewicht = 1000 kg, so ist der Gesamtdruck auf dem Kolben $P = F \cdot h \cdot \gamma$ und die Arbeitsleistung theoretisch $= A = P \cdot c$, worin c die Geschwindigkeit des Kolbens in m in der Sek. ist oder $A = F \cdot h \cdot \gamma \cdot c = G \cdot h$, worin G das in der Sek. zufließende Wassergewicht bezeichnet.

3. Wirkung durch die lebendige Kraft des Wassers oder Aktionswirkung.

Das Wasser strömt hierbei aus einem Auslauf an einer gekrümmten Schaufel entlang und verliert hierbei seine lebendige Kraft $L = \frac{M \cdot v^2}{2}$, welche es an die Schaufel abgibt, wodurch dieselbe, also auch das Wasserrad, in welches die Schaufeln eingebaut sind, seine Bewegung erhält.

4. Die Reaktionswirkung oder Gegendruckwirkung oder Preßstrahlwirkung.

Dieselbe findet stets statt, wenn in einem Gefäße hydrostatischer Druck vorhanden ist und derselbe an irgendeiner Stelle keinen Gegendruck findet, so daß ein Ausströmen des Wassers stattfinden kann. Die Bewegung erfolgt stets in der der Ausströmungsöffnung entgegengesetzten Richtung und ist die Größe des Druckes oder der Reaktion abhängig von der durch die Druckhöhe bestimmten Ausflußgeschwindigkeit des Wassers.



Figur 97.

5. Reine Stoßwirkung.

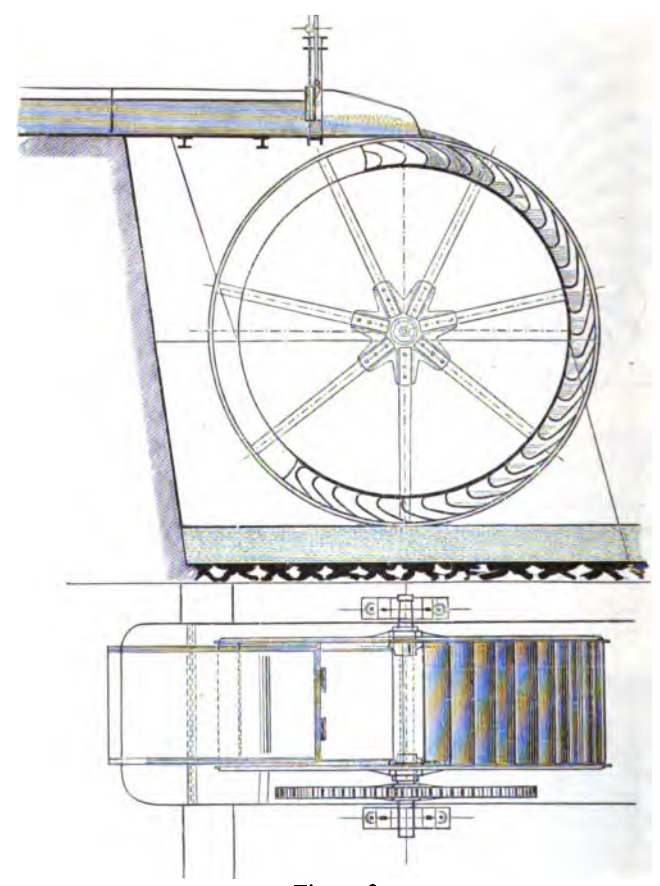
Dieselbe tritt ein, wenn ein aus einem Rohre ausfließender Wasserstrahl gegen eine freibewegliche Fläche trifft oder stößt und hierdurch eine Fortbewegung oder Drehung dieser Fläche bewirkt. Diese Wirkungsweise ist die unvorteilhafteste, weil durch das Herumspritzen des Wassers beim Auftreffen auf die zu bewegende Fläche ein großer Teil der Kraft verloren geht.

6. Kombinierte Wirkungsweise.

Am häufigsten ist die Kombination: Stoß- und Gewichtswirkung und Gewichtswirkung und lebendige Kraft, Stoßwirkung und lebendige Kraft. Die letzteren Wirkungsweisen finden sich bei den meisten Wasserrädern.

Man unterscheidet hauptsächlich folgende zwei Klassen von Wasserkraftmaschinen:

1. Die Wasserräder und
2. die Kreiselräder oder Turbinen.



Figur 98.

1. Die Wasserräder.

Man versteht unter denselben um eine wagerechte Achse drehbare, an ihrem Umfang, dem Radkranz, mit Schaufeln, Zellen oder Kübeln ausgerüstete Räder, welche exzentrisch zu ihrer lotrechten Achse vom Wasserstrahl getroffen, beaufschlagt werden.

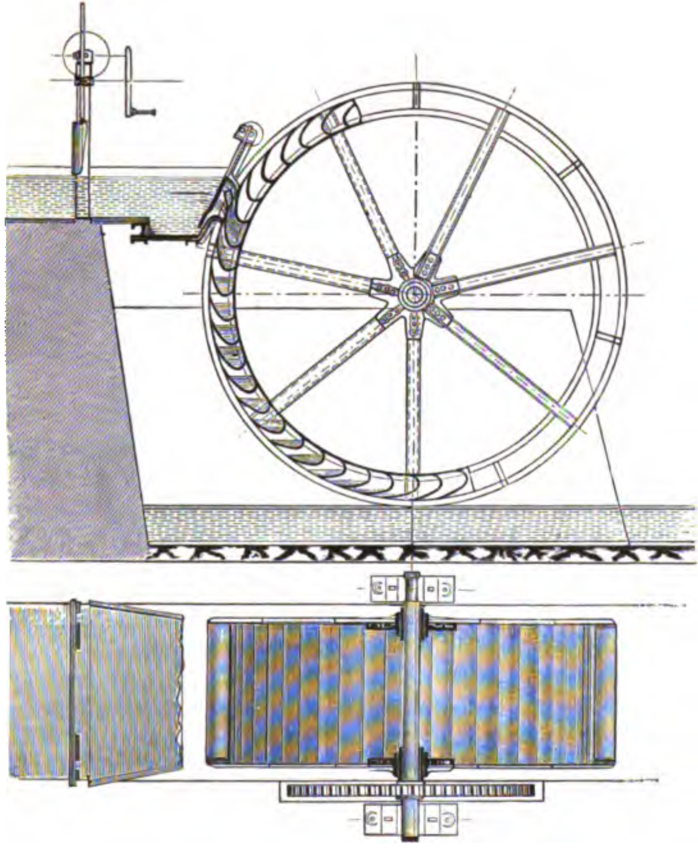
Je nach der Lage des Punktes, in welchem der Wasserstrahl den Schaufelkranz trifft, unterscheidet man im wesentlichen drei Arten von Wasserrädern:

a) oberschlächtige Räder, Figur 98, bei welchen der Wasserspiegel nahe der höchsten Stelle des Rades oder dem sogenannten Scheitel desselben in das Schaufelrad eintritt;

b) mittel- oder rückschlächtige Räder, Figur 99, bei welchen die Beaufschlagung etwa in $^2/_3$ oder $^1/_2$ Höhe des Wasserrades erfolgt und endlich

c) unterschlächtige Räder, Figur 97 p. 155,[1] bei welchen die Einströmung des Wassers in der Nähe der tiefsten Lage des Rades erfolgt.

Über die Wahl, welche bei bestimmten Wassermengen und Gefällhöhen hinsichtlich des Systems eines Wasserrades zu treffen ist, gibt die folgende von Redtenbacher aufgestellte Tabelle, p. 158, einen wertvollen Aufschluß.



Figur 99.

In neuerer Zeit ist die zweite Hauptklasse der Wasserkraftmaschinen, diejenige der Turbinen fast ausschließlich zur Anwendung gekommen, da dieselben einmal veränderlichen Wassermengen besser angepaßt werden können und sodann eine wesentlich vorteilhaftere Ausnutzung der vorhandenen disponiblen Energie der Wassermenge und des Gefälles ermöglichen.

2. Die Turbinen.

Man versteht unter denselben aus Gußeisen hergestellte, meist mit eingegossenen schmiedeeisernen oder stählernen Radschaufeln versehene Räder,

---

[1] Ausführungen der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen.

Es bezeichnet in der nachstehenden Tabelle:

K = das Baukapital, welches verwendet werden kann oder darf;

H und Q = das Gefälle und der Wasserzufluß in einer Sekunde;

$Na > Nn$ = die disponible Wasserkraft, bedeutend (etwa zweimal) so groß, als die zum Betriebe erforderliche Nutzleistung;

$Na = Nn$ = die disponible Wasserkraft nur bei sehr vorteilhafter Benutzung zum Betriebe der Maschinen hinreichend.

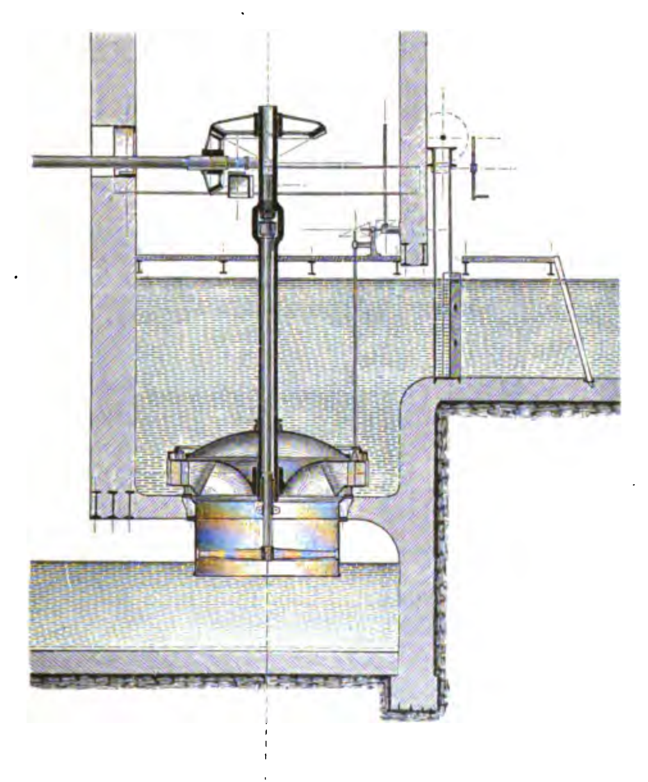
Ist:		so soll gewählt werden		
das Gefälle	die Wassermenge	ein hölzernes Rad	ein eisernes Rad	eine Turbine
nicht über 2 m	groß oder klein	wenn K klein	1 { wenn K groß H u. Q konstant $Na > Nn$ 2 { wenn K groß H und Q veränderlich	wenn K groß H und Q konstant $Na = Nn$
zwischen 2 und 6 m	nicht größer als 0,3 cbm	wenn K klein	wenn K groß	niemals
zwischen 2 u. 6 m oder zwischen 6 u. 12 m	größer als 0,3 cbm groß oder klein	wenn K klein und $Na = Nn$	wenn K groß und $Na = Nn$	wenn K groß und $Na > Nn$
größer als 12 m	groß oder klein	niemals	niemals	jederzeit

welche meistens um eine lotrechte, seltener um eine wagerechte Drehachse sich bewegen. Durch die zwischen den einzelnen Schaufeln gebildeten Zwischenräume, die Radkanäle, fließt das Wasser hindurch, wobei es in seiner Richtung abgelenkt wird und hierbei seinen Druck bezw. seine lebendige Kraft an die Radschaufeln abgibt, wodurch die letzteren, also auch das ganze Rad in Umdrehung versetzt wird. Von größter Wichtigkeit für die richtige Wirkungsweise des Wassers in den Turbinen ist die auf Grund der Theorie der Turbinen zu bestimmende Richtung der Schaufeln des Rades beim Eintritt und Austritt des Wassers und die Krümmung derselben im Inneren der Kanäle. Um dem eintretenden Wasser die erforderliche Richtung zu verleihen, ist jede Turbine mit einem besonderen Einlaufapparat oder Leitapparat, auch Leitschaufelapparat genannt, versehen. Die Einteilung der Turbinen, welche eine außerordentliche mannigfaltige Konstruktion aufweisen, kann nach verschiedenen Gesichtspunkten erfolgen und zwar einmal hinsichtlich der Richtung der Beaufschlagung, je nachdem das Wasser sich in lotrechter Richtung von oben nach unten bezw. von unten nach oben oder allgemein in einer zur geometrischen Achse des Rades nahezu parallelen Richtung bewegt oder senkrecht zu letzterer, in Axial- und Radialturbinen, sodann hinsichtlich der Menge der Beaufschlagung oder des Beaufschlagungsgrades, je nachdem das Wasser aus allen oder nur einzelnen Zellen des Leitrades dem Laufrade zugeführt wird, also auch die Schaufeln des Laufrades entweder ganz oder nur teilweise mit Wasser gefüllt sind: in Vollturbinen und Partialturbinen und endlich hinsichtlich der Wirkungsweise des Wassers in dem Laufrade je nachdem eine reine Aktionswirkung, also Ausnutzung der lebendigen Kraft des Wassers vorliegt oder eine Reaktions- oder Gegendruckwirkung stattfindet, d. h. je nachdem beim Eintritt des Wassers in das Laufrad eine auf Vermehrung der relativen Geschwindigkeit des Wassers wirkende Wasserpressung fehlt oder vorhanden ist, in Aktionsturbinen, auch Freistrahlturbinen genannt, und in Reaktionsturbinen, auch Preßstrahlturbinen genannt.

Die Reaktionsturbinen sind stets Vollturbinen, dieselben werden auch Überdruck- oder Hochdruckturbinen genannt und sind stets am ganzen Umfange des Laufrades beaufschlagt. Auch ist es bei denselben gleichgültig, ob die Wassersäule drückt oder saugt und ob die Turbine am oberen oder unteren Ende des Rohrbrunnens eingebaut ist, indessen darf bei saugender Wirkung die Saughöhe die theoretische Saughöhe von 10 m nicht übersteigen. Die Größe des Wasserdruckes ist demnach durch die vorhandene Druckhöhe vollständig bestimmt.

Die Partialturbinen dagegen sind stets Aktionsturbinen, bei welchen also das Wasser lediglich durch seine lebendige Kraft wirkt.

Einige Ausführungen von Turbinen- und Turbinenanlagen sollen im folgenden besprochen werden.



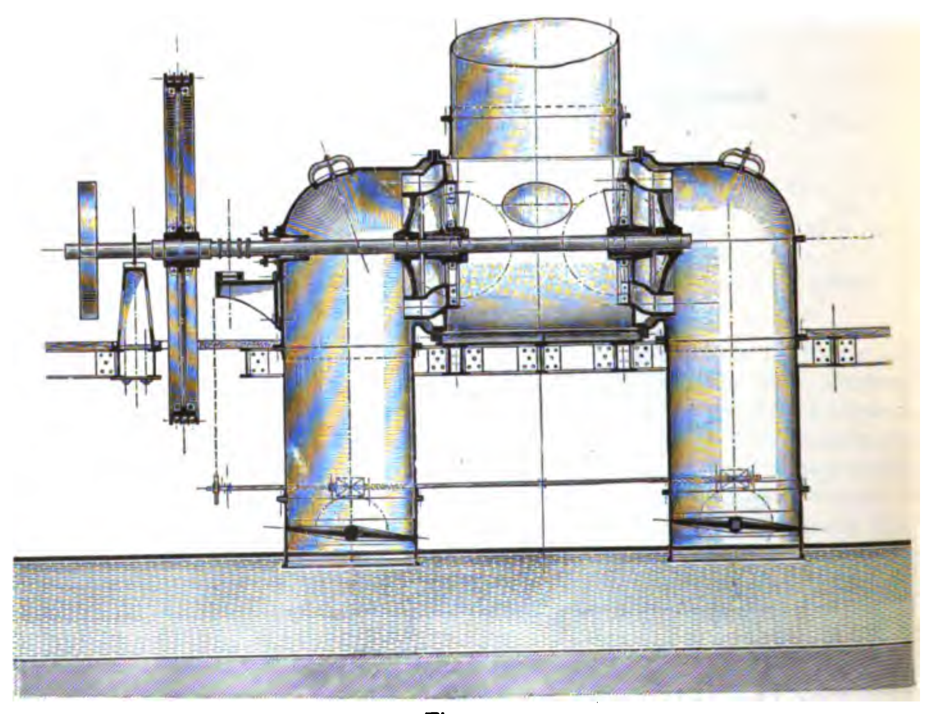
Figur 100.

Figur 100[1] zeigt zunächst eine Reaktionsturbine, System FRANCIS, mit radialer Einströmung, welche auf Sauggefälle montiert ist, indem eine untere Ablaufwassersäule saugend wirkt, welche sich in einem in den Unterwasserspiegel hineinragenden Saugrohr befindet. Diese Turbine ist stets voll beaufschlagt und völlig in allen Lauf- und Leitkanälen mit Wasser gefüllt.

Eine solche Doppelreaktionsturbine gleichfalls mit Sauggefälle zeigt Figur 101, bei welcher jedoch achsiale Beaufschlagung stattfindet und die Antriebswelle horizontal gelagert ist. Das Wasser strömt durch das zentrale, gemeinschaftliche Zuflußrohr zu und verteilt sich von hier nach rechts und links auf beide Räder. Diese Turbinen finden bei nicht so stark wechselnden Wassermengen vielfache Anwendung und sind als Vorzüge derselben zu bezeichnen: Leichte Regulierbar-

[1] Ausführungen der Maschinenfabrik Geislingen in Geislingen, Württemberg, Figuren 100—101.

keit, volle Ausnutzung des jeweiligen Gefälles durch die Anwendung eines Saugrohres, hohe Tourenzahl, weshalb diese Turbinen sich sehr gut für elektrische Betriebe eignen. Namentlich dann, wenn je nach dem Gefälle und den Lokalverhältnissen für diese Turbine die liegende Bauart angewandt werden kann, eignen sich dieselben besonders gut zum direkten Antreiben von Dynamomaschinen, welche entweder durch Seiltrieb, wie in Figur 101, oder direkt angetrieben werden. Figur 102 gibt die äußere Ansicht von unten einer Francisturbine mit radialer Beaufschlagung nach Ausführung der Aktiengesellschaft der Maschinenfabriken von ESCHER, WISS & Cie. in Zürich und Ravensburg. Figur 103 endlich zeigt eine Ausführung derselben Firma einer einfachen Francisturbine mit vertikaler Welle, welche mit einer Dynamomaschine gekuppelt ist. Bei derselben ist das Saugrohr von rund 6,4 m Tiefe unter dem Turbinenrad gegabelt, um den Ablaufkanal frei zu lassen. Diese Turbinen sind für das Kraftwerk am Niagarafall von der genannten Firma



Figur 101.

für ein Gefälle von 44,5 m, eine Effektivkraft 5500 PS. eine Tourenzahl von 250 in der Minute geliefert worden, der Durchmesser der Wasserzuleitung betrug 2,285 m, die Regulierung erfolgte hierbei durch Spaltschieber, welche zwischen dem Leit- und Laufrad drehbar angeordnet sind. Die eigentliche Turbinenlaufradwelle hat 279 mm Durchmesser und trägt oben eine Turbinenwelle aus Stahlröhren von 965 mm Durchmesser. Die Gesamtanordnung bezw. der Einbau dieser Turbine ist in Figur 104 dargestellt.

Einige Ausführungen solcher Turbinen der Maschinenfabrik Augsburg in Augsburg mit stehender und liegender Welle zeigen die Figuren 105 und 106. Bei der ersteren erfolgt die Regulierung im Leitapparat durch Verstellung bezw. Verdrehung der Leitschaufeln um ihre mittleren Drehzapfen. Die völlig geschlossene Stellung ist in der unteren Figur im rechten oberen Quadranten punktiert dargestellt. Innerhalb der ganz offenen und ganz geschlossenen Stellung dieser Leitschaufeln kann die Eintrittsöffnung beliebig verändert werden.

Die zweite Figur zeigt eine solche Turbine mit horizontaler Achse, Saugrohr und Seilscheibe zum Antrieb der Transmission bezw. Dynamomaschine. Über zwei Versuche an zwei von der letztgenannten Firma gelieferten Francisturbinen geben die folgenden Tabellen Aufschluß.

Versuche,
ausgeführt am 7. und 8. November 1896 von Herrn M. Schröter,
Professor der Kgl. Technischen Hochschule, München,
an einer im Jahre 1896 für „Baumwoll-Spinnerei" Senkelbach, Augsburg, gelieferten
175 PS. Francisturbine.

Absolute Arbeit	PS.	226,8	169,5	134
Effektive Leistung	PS.	181,0	144,3	109,6
Wirkungsgrad	%	79,8	85,1	81,7
Beaufschlagung		voll	3/4	1/2
Wassermenge pro Sekunde . .	cbm	6,932	5,125	3,929
Gefälle	m	2,455	2,481	2,556

Der Wirkungsgrad wurde an der Turbinenwelle gemessen, gilt sonach ausschließlich der Zahn- und Lagerreibung.

Versuche,
ausgeführt am 9. April 1902 von Herrn Baurat Uppenborn, München,
an zwei im Jahre 1901 für „Städtisches Elektrizitätswerk Kempten" gelieferten
Francisturbinen von je 252 PS.

	Turbinen:	I	II	III
Absolute Arbeit	PS.	328	328	245
Effektive Leistung	PS.	275,96	273,18	209,69
Wirkungsgrad	%	84,3	83,5	85,6
Beaufschlagung		voll	voll	3/4
Wassermenge pro Sekunde . .	cbm	7,741	7,773	5,714
Gefälle	m	3,186	3,1708	3,219

Wirkungsgrad, gemessen an der Dynamowelle, sonach ausschließlich aller Verluste von Zahnrädern und Vorgelege.

Wie aus diesen Tabellen hervorgeht, liegen die Wirkungsgrade bei voller Beaufschlagung zwischen 80 und 84,5 %, bei 3/4 Beaufschlagung zwischen 85 und 86 %.

Figur 107,[1] p. 166, zeigt eine Aktionsturbine, System Girard, mit partieller, achsialer Beaufschlagung, wobei es möglich ist, stark veränderliche Wassermengen mit nur einer Turbine auszunutzen, da innerhalb weitester Grenzen ein Rückgang des hydraulischen Wirkungsgrades nicht eintritt.



Figur 102.

Eine andere Turbine dieser Art mit partieller, innerer, radialer Beaufschlagung und freiem Wasseraustritt zeigt Figur 108, p. 166, bei welcher das Druckwasser durch ein mit einer Regulierdrosselklappe versehenes, unter dem Unterwasser spiegel liegendes Zuflußrohr den Leit- und Laufrädern zugeführt wird. Zwei Versuche an einer solchen Aktionsturbine, ersterer in der Gummiwarenfabrik Gellenhausen, letzterer in der Zementfabrik Kuppenheim in Baden, sind in den folgenden Tabellen wiedergegeben.

[1] Ausführung der obengenannten Firma, Maschinenfabrik Geislingen.

Art der Beaufschlagung	H m Gefälle	Q L.-Sek.-Wassermenge Liter	HP absolut	Leistung der Turbine	Hebellänge m	Hebelbelastung Kilo	Touren der Turbine	Nutzeffekt %	Bemerkung
18 Zellen offen	1,353	1197	20,6	17,27	2,670	220,6	21	79,9	Laufrad taucht
24 Zellen offen	1,343	1565	28,024	22,45	2,670	293,8	20,5	80,0	Laufrad taucht
30 Zellen offen	1,320	1945	34,23	27,38	2,670	333,8	22	80,1	Laufrad taucht
36 Zellen offen	1,295	2337	40,58	32,92	2,670	370,8	24	81,3	Laufrad taucht
42 Zellen	wegen Wassermangel nicht vorgenommen								

Art der Beaufschlagung	H m Gefälle	Q L-Sek.-Wassermenge Liter	HP absolut	Leistung der Turbine	Touren der Turbine	Hebellänge m	Hebelbelastung Kilo	Nutzeffekt %	Bemerkung
6 Zellen offen	1,96	671	17,535	13,475	27	3,5	119	76,9	
12 Zellen offen	1,95	1340	34,84	28,2	25,5	3,5	264	80,94	
18 Zellen offen	1,95	2000	52,0	41,87	25	3,5	400	80,53	
24 Zellen offen	1,90	2660	67,38	54,4	26	3,5	500	80,9	taucht 40 mm
30 Zellen offen	1,90	3317	81,82	65,9	26,2	3,5	601	80,5	taucht 100 mm
36 Zellen offen	1,76	3916	92,95	78,06	25,5	3,5	731	84,09	taucht 150 mm

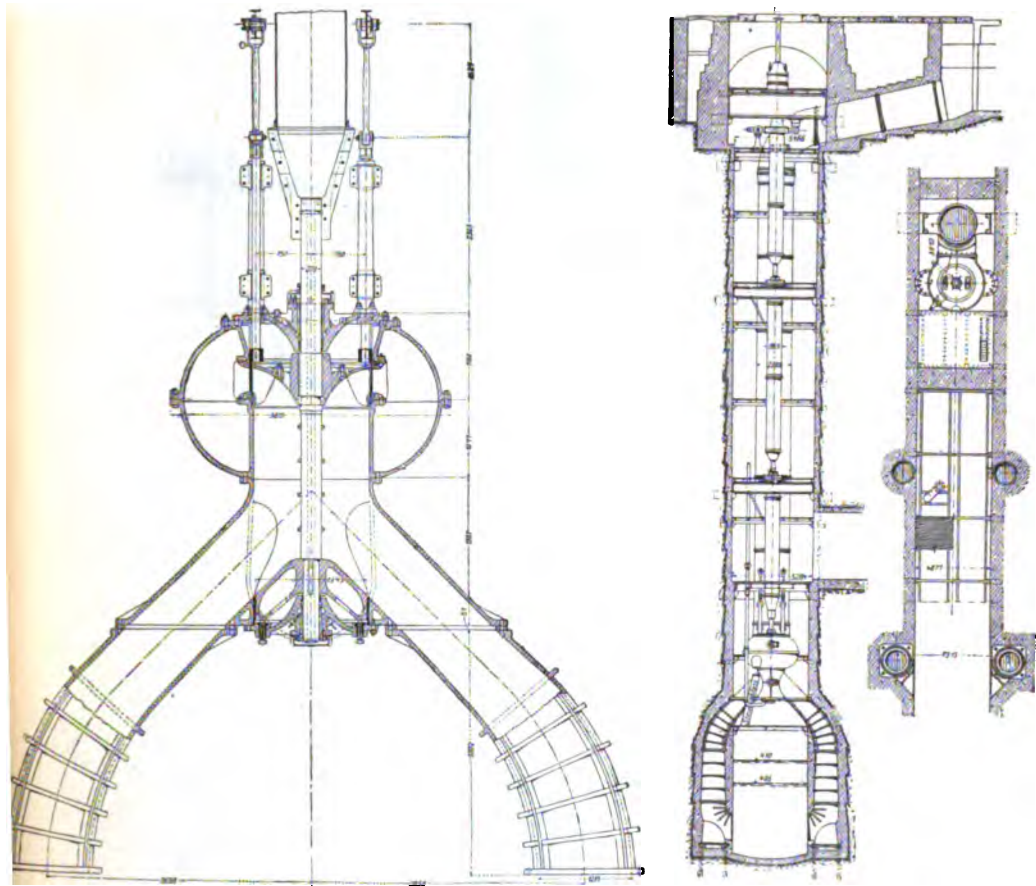
In Figur 109, p. 167, endlich ist eine größere Turbinenanlage der Vereinigten Maschinenfabrik Augsburg und Maschinenbaugesellschaft Nürnberg A.-G., Werk Augsburg, abgebildet, welche aus 4 Francisdoppelturbinen von zusammen 2000 PS. besteht, und für das elektrische Karbidwerk in Lechbruck (Bayern) bestimmt ist. Je 2 Turbinen von 1,9 m Durchmesser sind auf derselben Welle übereinander angeordnet und wird das Abflußwasser der oberen Turbinen durch einen heberrohrartig gekrümmten Saugkanal dem Unterwasserspiegel zugeführt. Die Regulierung erfolgt bei beiden Rädern in der oben beschriebenen Weise. Auf jedes Rad entfallen demnach 500 PS., auf jede Welle also 1000. Die Tourenzahl derselben beträgt 65, diejenige der Dynamowelle 150 i. d. Min.

Über die Wahl der Turbinen läßt sich im allgemeinen schwer eine bestimmte Regel aufstellen, jedoch kann man folgende Gesichtspunkte hierbei beachten:

1. Für hohes Gefälle und kleine Wassermengen eignen sich Partial-Aktionsturbinen mit horizontaler Welle,
2. für veränderliche Wassermengen und gleichbleibenden Unterwasserspiegel sind Aktionsturbinen nach dem Girardsystem zu empfehlen,
3. für veränderliche Wassermengen und veränderlichen Unterwasserspiegel Aktionsturbinen nach Art der oben beschriebenen Turbinen der Firma GEISLINGEN, Figur 107 und 108,

4. für gleiche Wassermengen und veränderlichen Unterwasserspiegel werden mit Vorzug Reaktionsturbinen, System FRANCIS, JONVAL mit horizontaler und vertikaler Achse und meistens mit einem an das Turbinenrad angeschlossenem Saugrohr angewandt.

Über Elektrizitätswerke mit Wasserkraftbetrieb hat C. SWINTON in der British-Association in Cambridge einen Vortrag gehalten, über welchen in der Zeitschrift Prometheus 1905, p. 236 berichtet wird. SWINTON schätzt, daß von



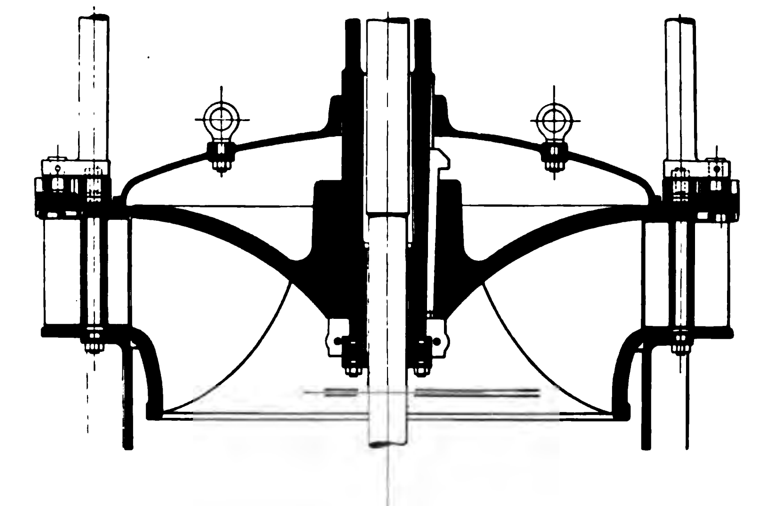
Figur 103. Figur 104.

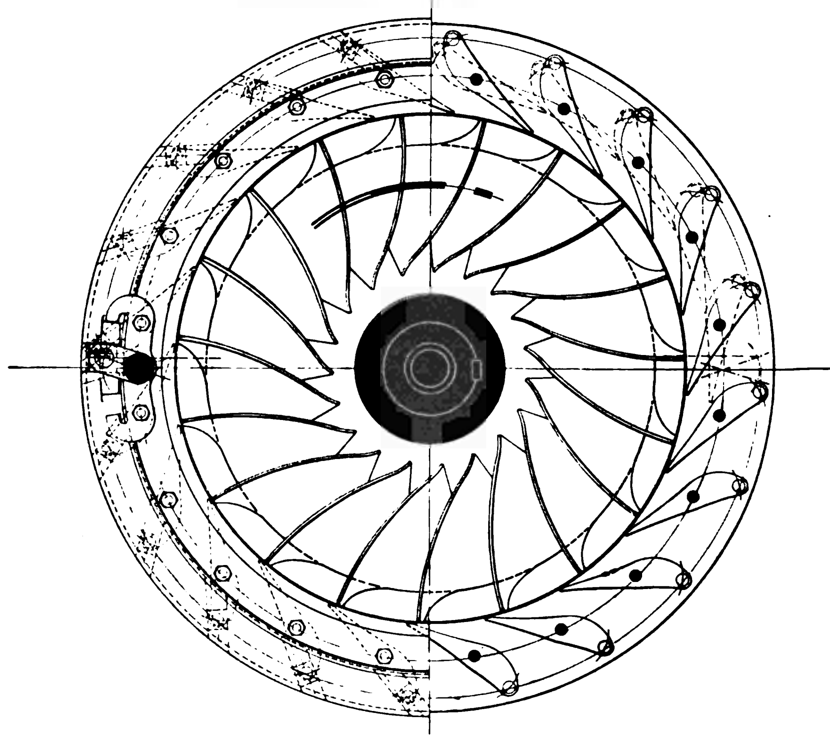
den verfügbaren Wasserkräften der Erde bereits mehr als 2 000 000 Pferdekräfte zum Betriebe von Elektrizitätswerken ausgenutzt werden. Hiervon nutzen u. a. aus:

Nordamerika	527 467 PS.
Kanada	228 225 „
Italien	210 000 „
Frankreich	161 348 „
Schweiz	133 802 „
Deutschland	81 077 „
Schweden	71 000 „
Mexiko	18 470 „
Österreich	16 000 „
Großbritannien	11 906 „
Rußland	10 000 „
also zusammen:	1 468 790 PS.

Hierzu kommen noch folgende unbedeutenderen Werke:

Indien	7000 PS.
Japan	3500 „
Südafrika	2100 „
Venezuela	1200 „
Brasilien	800 „

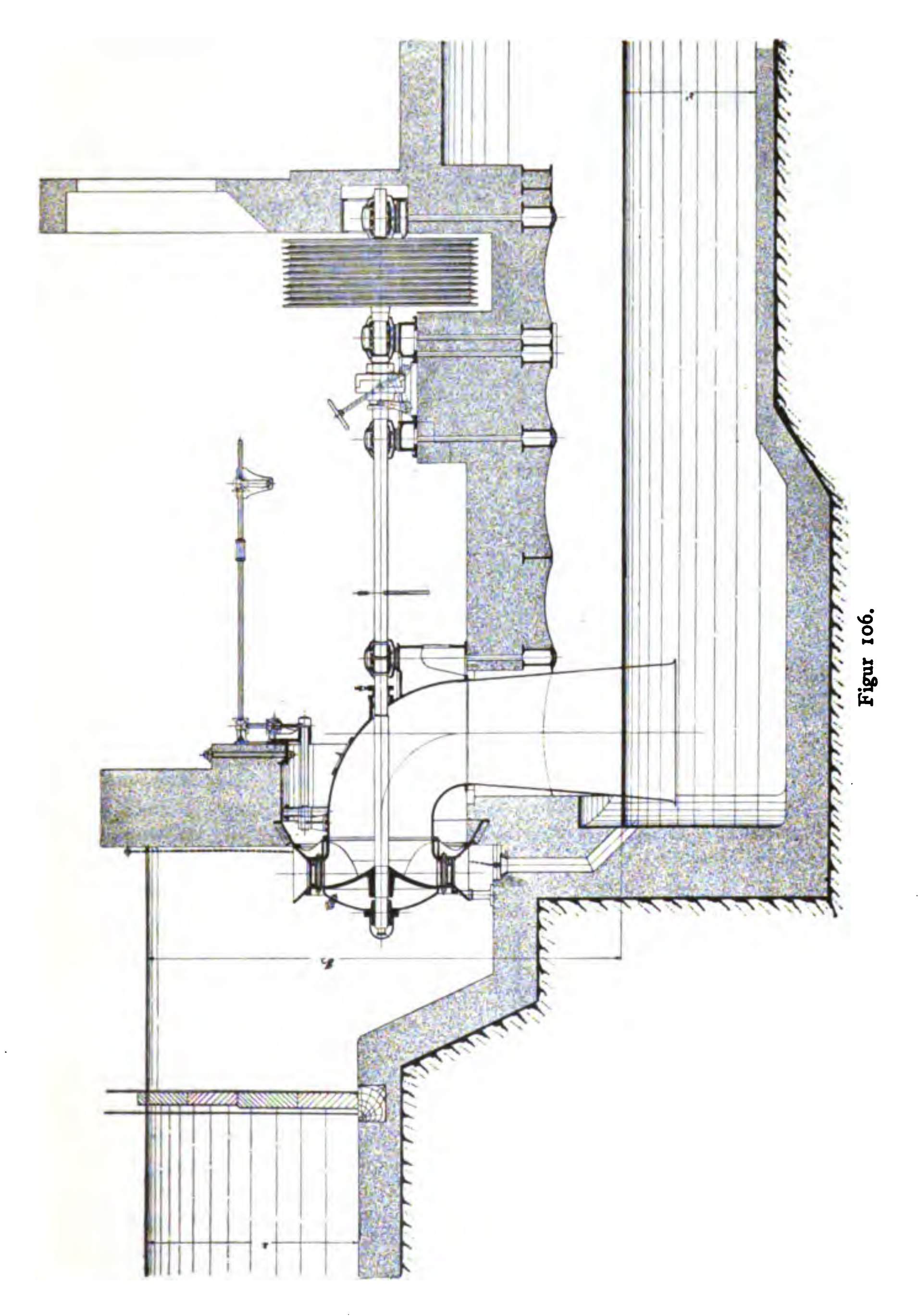




Figur 105.

Großbritannien steht mit 11 900 PS. erst an 10. Stelle, während es etwa 1 000 000 PS. elektrischer Energie mit Dampf erzeugt. Zur Erklärung dieser

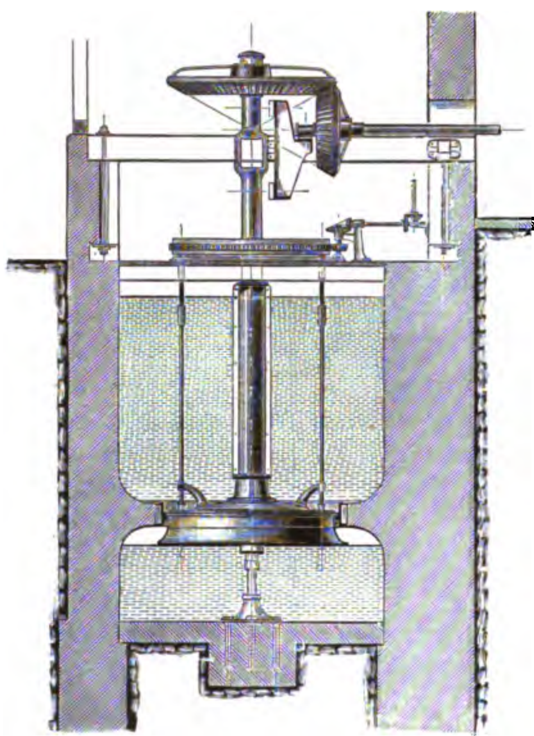
auffallenden Erscheinung, die nicht auf einen entsprechenden Mangel an Wasserkräften in England zurückzuführen ist, darf nicht übersehen werden, daß die Nutzbarmachung einer Wasserkraft auch eine wirtschaftliche Frage ist. Dafür



Figur 106.

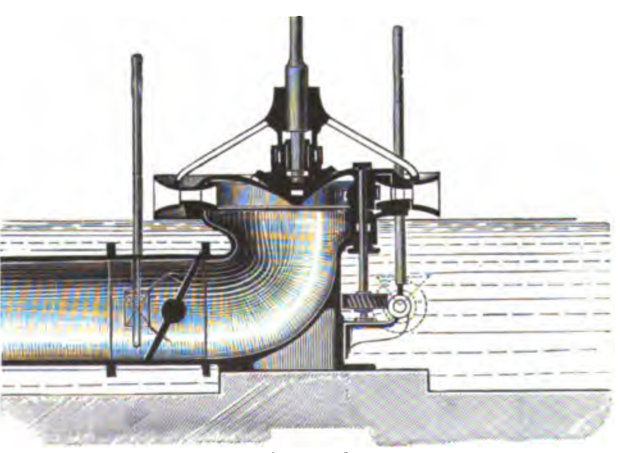
mag folgendes Beispiel dienen. Professor FORBES hatte einen Entwurf für die Nutzbarmachung der Wasserkraft des oberen Nils und die Fortleitung der dort gewonnenen elektrischen Energie nach Kairo ausgearbeitet. Weitere Untersuchungen

führten jedoch zu dem einigermaßen überraschenden Ergebnis, daß die Kosten für eine Pferdestärkenstunde geringer sind, wenn man Kohlen aus England nach Kairo schafft und diese zur Erzeugung von elektrischer Energie verwendet, als wenn man die vom oberen Nil durch Wasserkraft gewonnene Energie nach Kairo leitet. Diesem durch Rechnung gewonnenen Ergebnis und der daraus gezogenen Schlußfolgerung darf man unbedingt zustimmen, zumal sich noch andere gleichartige Beispiele zur weiteren Bestätigung derselben beibringen ließen. Man wird indes bei näherer Erwägung zugeben müssen, daß der Verbrauch an Steinkohle ein Zehren vom Kapital ist, da der Vorrat an Kohle, wenigstens in England und auch anderwärts, seiner Erschöpfung entgegengeht. Je mehr wir uns diesem Zeitpunkt nähern, um so mehr verschiebt sich das wirtschaftliche Verhältnis derartig zu Ungunsten der Kohle, daß schließlich die unerschöpfliche — wenigstens nach menschlichen Begriffen unerschöpfliche — Quelle der Wasserkraft den wirtschaftlichen Vorzug auch dort gewinnt, wo Kohlen noch in gewissen Mengen vorhanden sind.



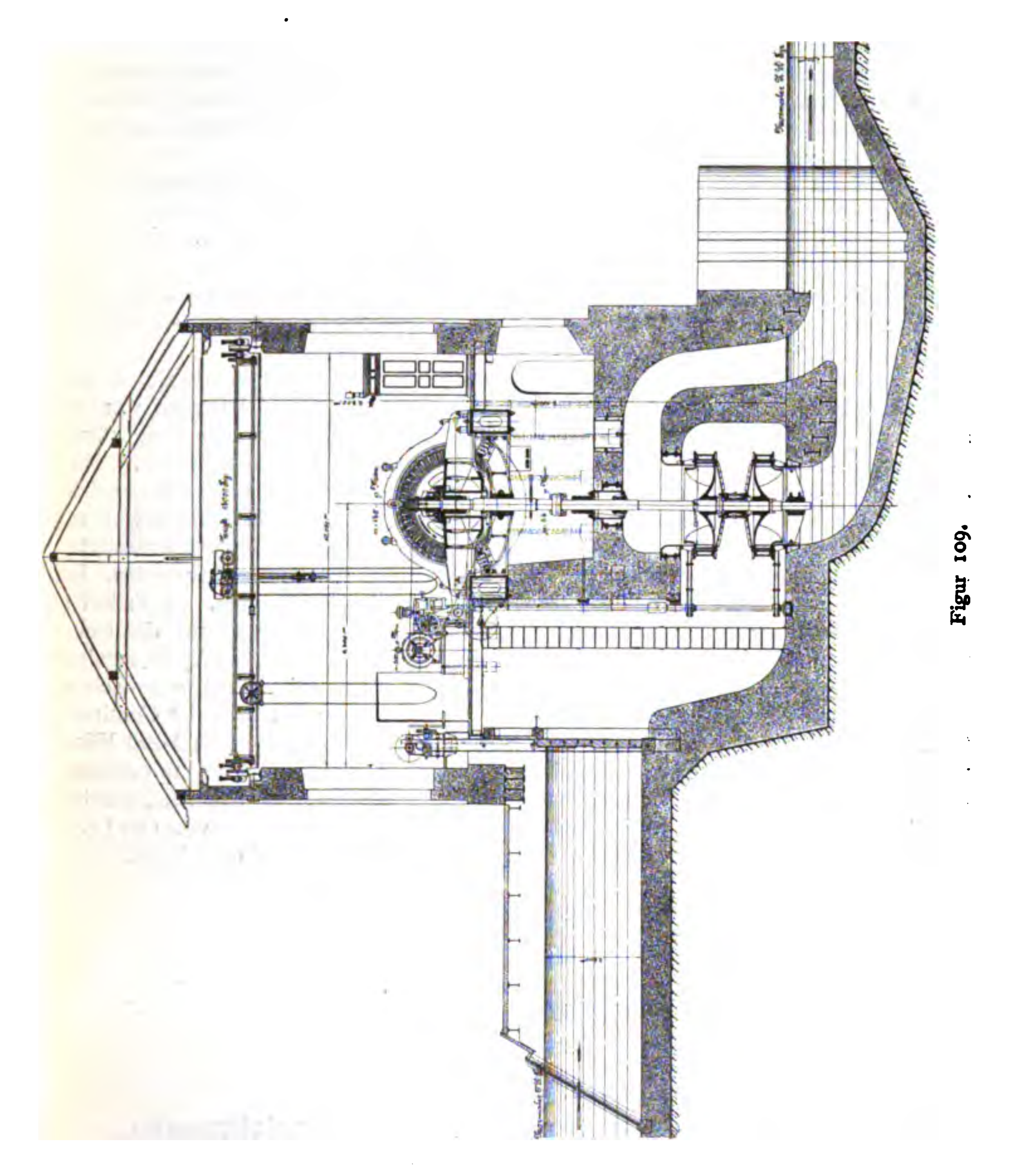
Figur 107.

Bei Benutzung der Wasserkraft sprechen aber auch noch andere Umstände mit. Die großen Wasserfälle Nordamerikas schließen das Eintreten eines Wassermangels gänzlich aus, so lange nicht geologische Einflüsse abändernd einwirken; das trifft auch da zu, wo Gletscher den ganzen oder einen Teil des Wasserzuflusses liefern, also in Norwegen, in der Schweiz, in Frankreich und Italien. Aber auch dort tritt zuweilen unter dem Einfluß außergewöhnlicher Witterungsverhältnisse Wassermangel ein, so daß eine Reserve von Dampfdynamos bereit gehalten werden muß. Gerade dieser Übelstand des zeitweisen Versiegens des Wasserzuflusses ist in England häufig der Grund, weshalb vorhandene Wasserkräfte sich nicht ausnutzen lassen. In Deutschland ist der stark wechselnde Wasserzufluß die



Figur 108.

Regel, weshalb man gezwungen ist, in Stauteichen (Stauweihern, Talsperren) Wasservorräte zu sammeln, die dann gleichzeitig auch zu anderen Zwecken, zu Berieselungen, zur Versorgung der Ortschaften mit Wasser für den Hausbedarf usw., benutzt werden, und dann selbst im Kohlenrevier der Ruhr die Erzeugung elektrischer Betriebskraft für die Industrie noch wirtschaftlich machen. Oder die Stau-



Figur 109.

teiche sind zur Abwendung der Überschwemmungsgefahr vom Unterlande notwendig und liefern dann nebenbei Wasserkraft zur Erzeugung von Elektrizität. Von der Entwickelung derartiger wasserwirtschaftlichen Anlagen wird in Deutschland das Fortschreiten der Benutzung von Wasserkräften zur Erzeugung elektrischer Energie abhängen.

Nicht allein das Abfangen und Zuleiten des Druckwassers zur Maschinenanlage ist jedoch unter Umständen mit großen Kosten verknüpft, sondern auch

die Fortleitung der Energie zum Gebrauchsort ist mitbestimmend auf die Kosten einer Pferdestärkenstunde der Arbeitskraft.

Gerade der letzte Punkt gibt nicht selten den Ausschlag für den Betrieb der Dynamos mit Dampf, weil diese Maschinenanlage am Gebrauchsorte errichtet werden kann und keiner langen Leitungen bedarf. In bezug auf Fortleitung der elektrischen Energie leistet das westliche Nordamerika Hervorragendes. Die längste Leitung ist die von Sabla über Cordelia nach Sansalto bei San Franzisko, sie ist rund 370 km lang (etwa gleich der Bahnstrecke Berlin-Bielefeld). Sie ist hergestellt von der California Gas and Electric Co., der auch die 225 km lange Linie von Colgate nach Oakland[1] gehört. Die Linie von Stockton and Mission San José nach San Franzisko ist 235 km lang.

Auch in der Übertragung hochgespannter Ströme ist Nordamerika sehr leistungsfähig. Die Electrical Power Co. of Ontario überträgt mit 60 000 Volt Spannung 125 000 PS. und die Canadian Niagara Power Co. verwendet Strom von 50 000 Volt Spannung.

Über den Preis der Wasserkräfte gibt HAWSKSHAW in der Zeitschrift Mechanical Engineer 1904 eine sehr interessante Zusammenstellung, welcher Nachfolgendes entnommen ist.[2]

In Frankreich sind 500 000 PS. gefaßt, in Amerika (nach Dr. BELL) 1 500 000 PS., in Norwegen (nach UNWIN) 259 000 PS. Von letzteren wurden schon im Jahre 1860 27 000 PS. für den Betrieb elektrischer Öfen ausgenützt. Die Installation der Pferdestärke kostete in Frankreich 110—175 Francs. Die alte Installation der Genfer Turbinen kostete pro Pferdestärke 1500 Francs, bei der neueren reduzierte sich dieser Preis auf 475 Francs. In dem Werke zu Vouvry (Schweiz) kostete die Installation der ersten 2000 PS. pro Pferdestärke 800 Francs, während dort neuerdings nur 260 Francs dafür verausgabt wurden. In Lyon sind bis zu 2100 Francs für die Pferdestärke bezahlt worden. In Vallorbe (3000 PS.) waren dafür kaum 100 Francs aufzuwenden. Der Preis für die elektrische Energie schwankt ebenfalls innerhalb sehr weiter Grenzen. In Lyon werden 450 Francs pro Pferdestärke und Jahr bezahlt, in den meisten schweizerischen Werken dagegen nur 150 Francs. An den Niagarafällen zahlt man 10 Centimes für die Kilowattstunde bei einem monatlichen Verbrauch von mindestens 1000 Kilowattstunden und 3,2 Centimes für einen monatlichen Verbrauch von mindestens 80 000 Kilowattstunden. In einem Werke in Columbus (Ca., Nordamerika) bezahlt man 75 Francs pro Pferdestärke und Jahr bei einem Mindestverbrauch von 1000 PS., wobei man den Strom bis zu 66 Stunden in der Woche ausnützen kann.

III. Teil.

Die Arbeitsmaschinen.

1. Kapitel.

Maschinen zur Ortsveränderung, Hebevorrichtungen, Transportvorrichtungen.

§ 1. Hebe- und Transportvorrichtungen für feste Körper.

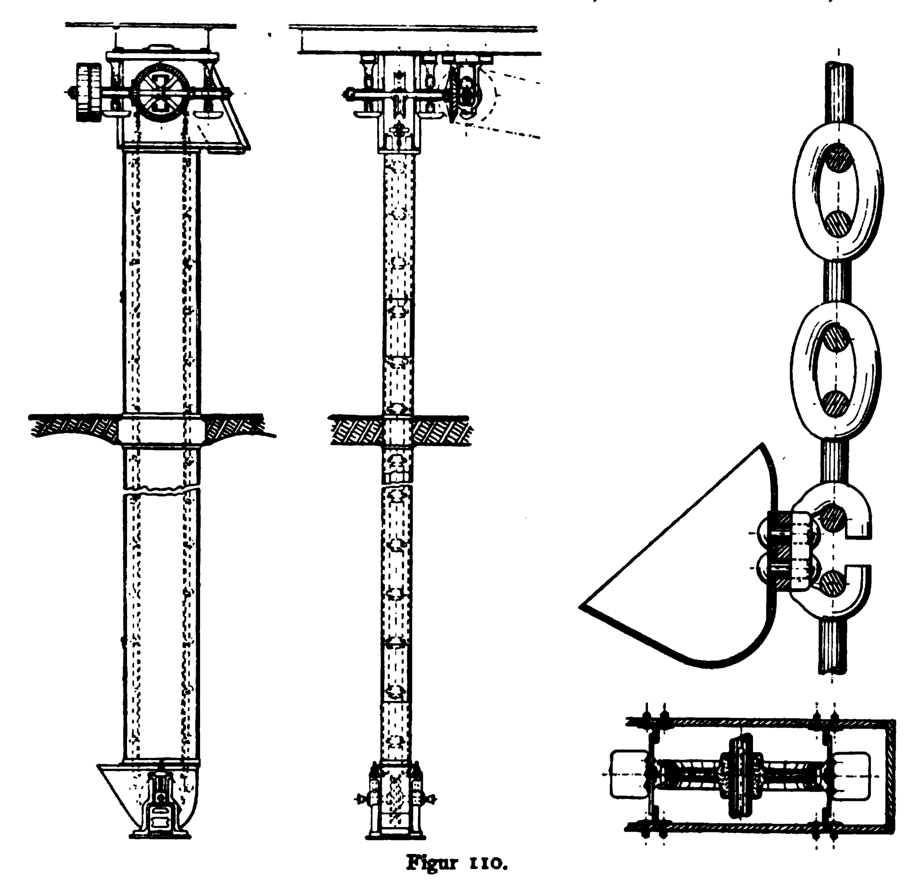
Die hierher gehörigen Maschinen haben entweder den Zweck, die Rohmaterialien von den Zufuhrstellen in die Fabrik zu befördern oder den Transport der Rohmaterialien, der Halbfabrikate oder der fertigen Produkte in der Fabrik selbst

[1] S. Prometheus. XIII. Jahrg. p. 119. — [2] Österr. Zeitschrift f. Berg- und Hüttenwesen. Nr. 41 (vom 8. Oktober). 1904. p. 558.

von den einzelnen Arbeitsmaschinen in lotrechter oder wagerechter Richtung zu bewerkstelligen. Liegt die Fabrikanlage z. B. an einem schiffbaren Gewässer, so werden die Rohmaterialien, welche in Schiffen nach den Entladestellen gebracht werden, durch geeignete Entladevorrichtungen und Transportvorrichtungen in die Fabrik geschafft. Hierzu dienen mit schaufelförmigen Aufnehmern versehene Becherwerke, welche das Rohmaterial (z. B. Kalk, Ton, Mergel, mineralische Erden aller Art, Salze, Erze, Brennstoffe usw.) im Schiffsboden einschaufeln, aus demselben herausheben und in andere geeignete Transportvorrichtungen, Hängewagen an Seilbahnen, abliefern; Anlagen dieser Art befinden sich z. B. in den chemischen und Zementfabriken am Rhein. Zum Entladen von Eisenbahnwaggons werden dieselben durch Rampen auf Kippvorrichtungen gefahren, worauf ihr Inhalt in Schüttrinnen ausgeschüttet wird und aus den darunter liegenden Sammelbehältern durch geeignete Hebewerke, Elevatoren oder Becherwerke in beliebige Höhen gehoben wird. Zum Transport in horizontaler Richtung von einem Fabrikraum in den anderen dienen wieder andere Vorrichtungen, welche man gemeinschaftlich mit dem Namen T r a n s p o r t v o r r i c h t u n g e n bezeichnet.

A. Elevatoren- oder Becherwerke.

Dieselben bestehen aus endlosen, über zwei vertikale übereinanderliegende Laufrollen bezw. Antriebsscheiben laufenden Bändern, Gurten oder Ketten, welche



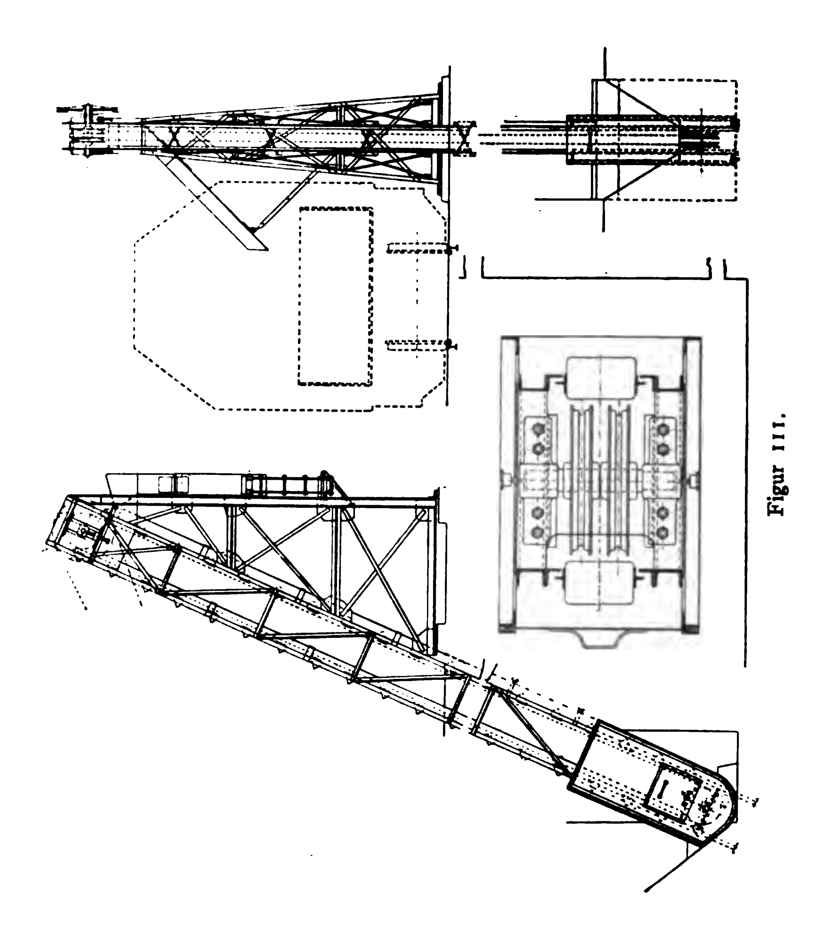
Figur 110.

an ihrer Außenseite mit einer großen Anzahl von zum selbsttätigen Einfüllen (Einschaufeln) und Hochheben dienenden Gefäßen, Bechern oder Schaufeln, Zellen

versehen sind. Die Becher werden der Art des Fördergutes entsprechend auf Baumwoll-, Hanf-, Guttapercha-, Leder- und Gummigurten oder auf Ketten befestigt.

Die Gurte laufen auf gewöhnlichen Riemenscheiben, die Ketten auf Trommeln bezw. Rädern.

Die Becher werden hinsichtlich ihrer Form und ihrer Abmessungen den Eigenschaften des Fördergutes sowie dem Förderquantum angepaßt. Hergestellt werden die Becher in Weißblech, Eisenblech, Stahlblech, verzinktem und verbleitem Blech, in Kupfer und Messing, perforiert und emalliert.



Figur 111.

Die Becherwerke können senkrecht sowie in jedem Grade geneigt arbeiten.

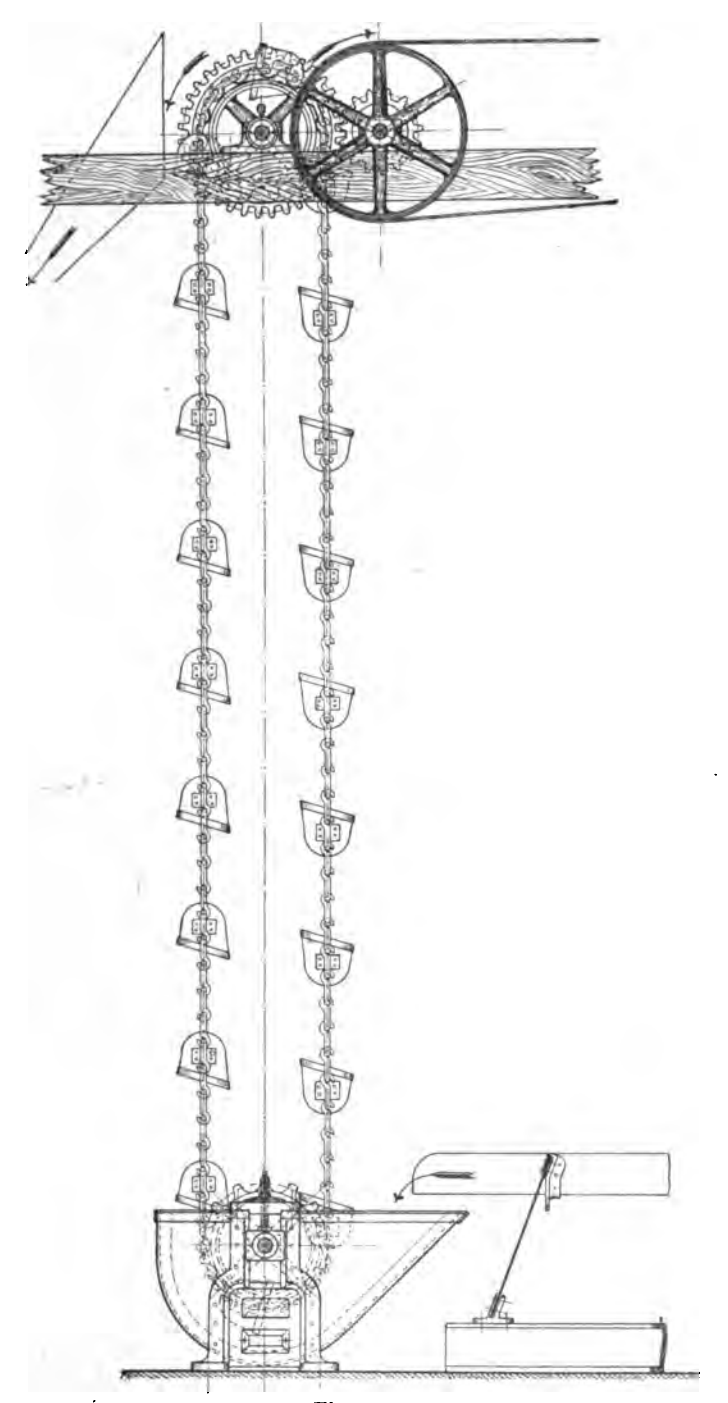
Ein Spannen des Gurtes bezw. der Kette wird durch Schiebelager ermöglicht.

Der Antrieb erfolgt zweckmäßig am oberen oder Kopfende des Elevators durch Riemenscheiben, Rädervorgelege oder durch einen Elektromotor in Verbindung mit einer Schnecke und einem Schneckenrad.

Die Geschwindigkeit ist in jedem einzelnen Falle unter Berücksichtigung der Eigenschaften des Fördergutes festzustellen.

Elevatoren mit großer Geschwindigkeit und solche, welche Massen zu heben haben, die Staub entwickeln, werden durch Holz oder Eisenblech eingekleidet.

In Figur 110 ist ein Elevator mit sogenannter einsträngiger Krankette abgebildet. Hier erhalten die Becher Führungslappen, die auf Schienen, welche

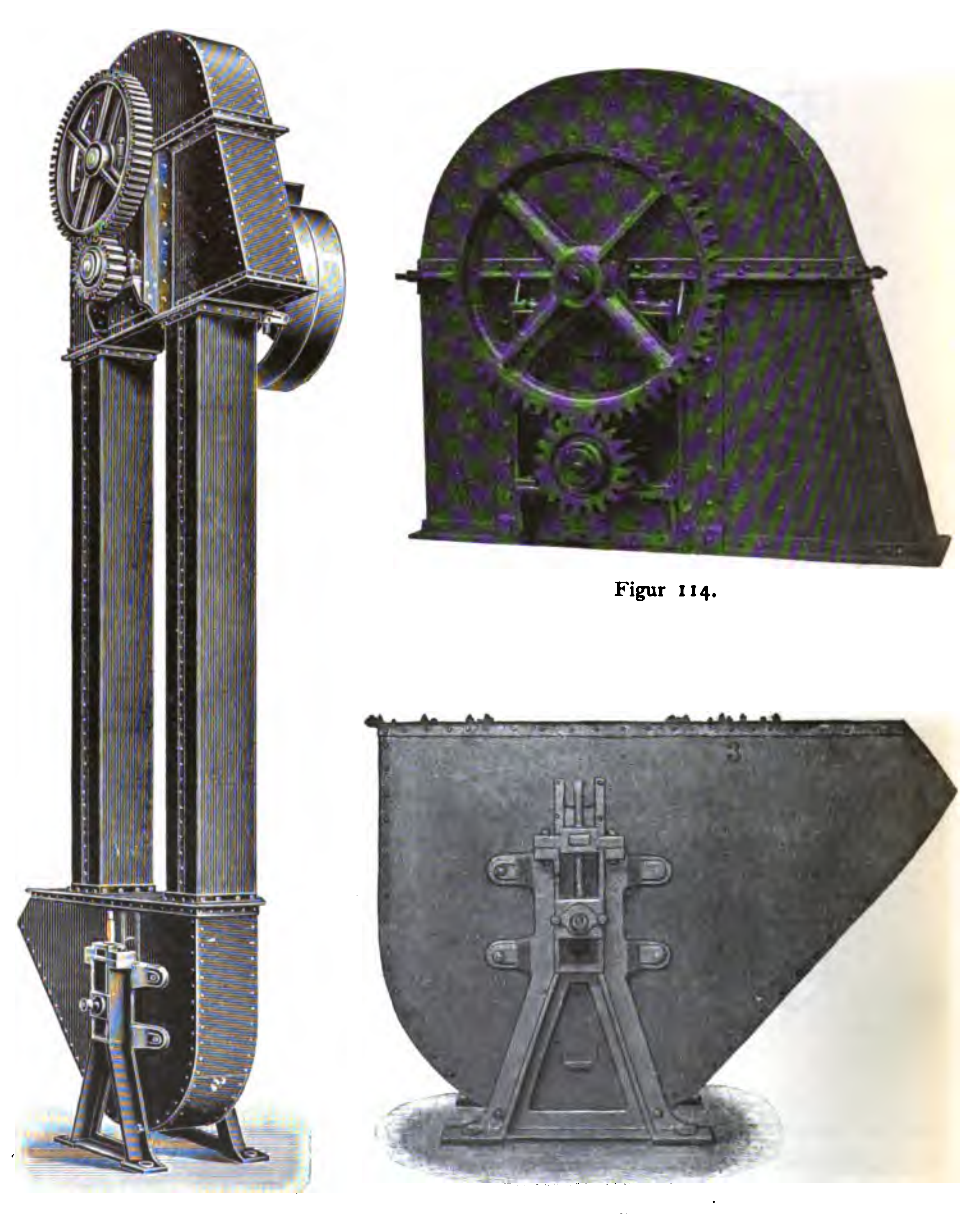


Figur 112.

an der Umkleidung befestigt sind, gleiten. Der Antrieb erfolgt am Kopf durch Winkelradvorgelege. Die Spannvorrichtung befindet sich am Fußstück.

Figur 111 zeigt einen solchen Elevator mit doppelsträngiger Krankette. Der Antrieb erfolgt am Kopfstück durch eine Triebkette, während das Spannstück sich am Fußende befindet.

Figur 112 zeigt einen Elevator mit doppeltem zerlegbaren Kettenstrang mit



Figur 114.

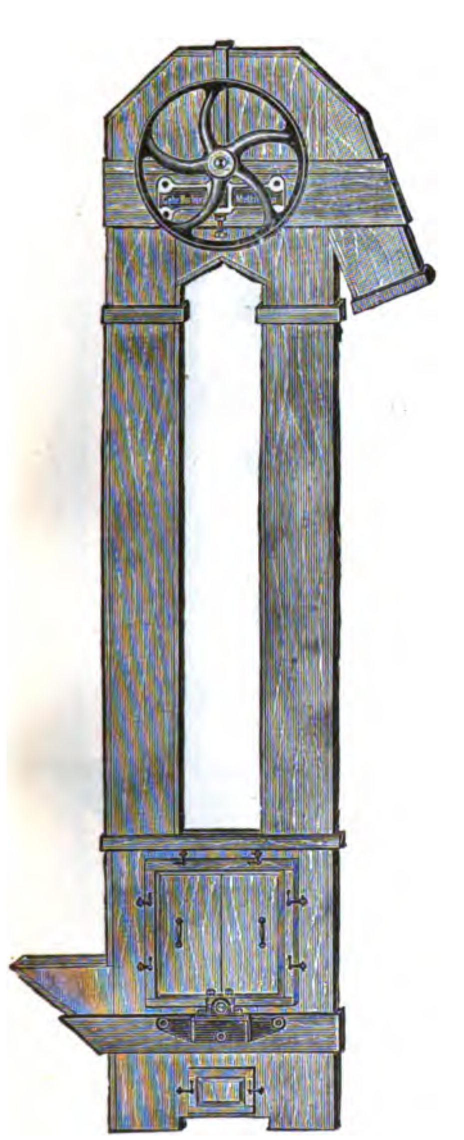
Figur 113.

Figur 115.

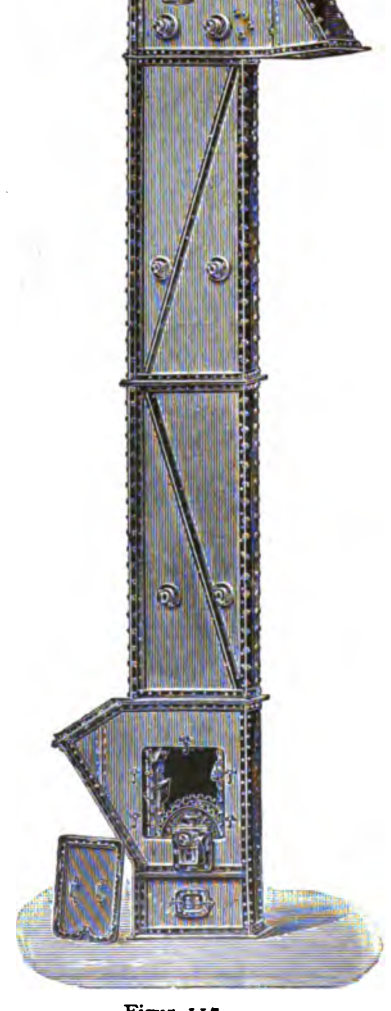
Antrieb durch Rädervorgelege und einem Spannlager am Fußstück, sowohl die Einfüllvorrichtung, als auch der Abfülltrichter ist durch Pfeile angedeutet. Handelt es sich um die Hebung von Fördergut, welches fein gemahlen ist und daher zur Staubbildung neigt, so werden die Elevatoren in geschlossenen Kästen angebracht. Eine solche Ausführung zeigt Figur 113 in der Seitenansicht, während

die Figuren 114 und 115 das Elevatorkopfstück mit Stirnradvorgelege und festmontierten Lagern bezw. das Elevatorfußstück aus Eisenblech mit zwei seitlichen Spannlagern zum Festspannen der Kette darstellt.[1]

In den Figuren 116—119 sind einige Ausführungen der Gebr. BURBERG in



Figur 116.



Figur 117.

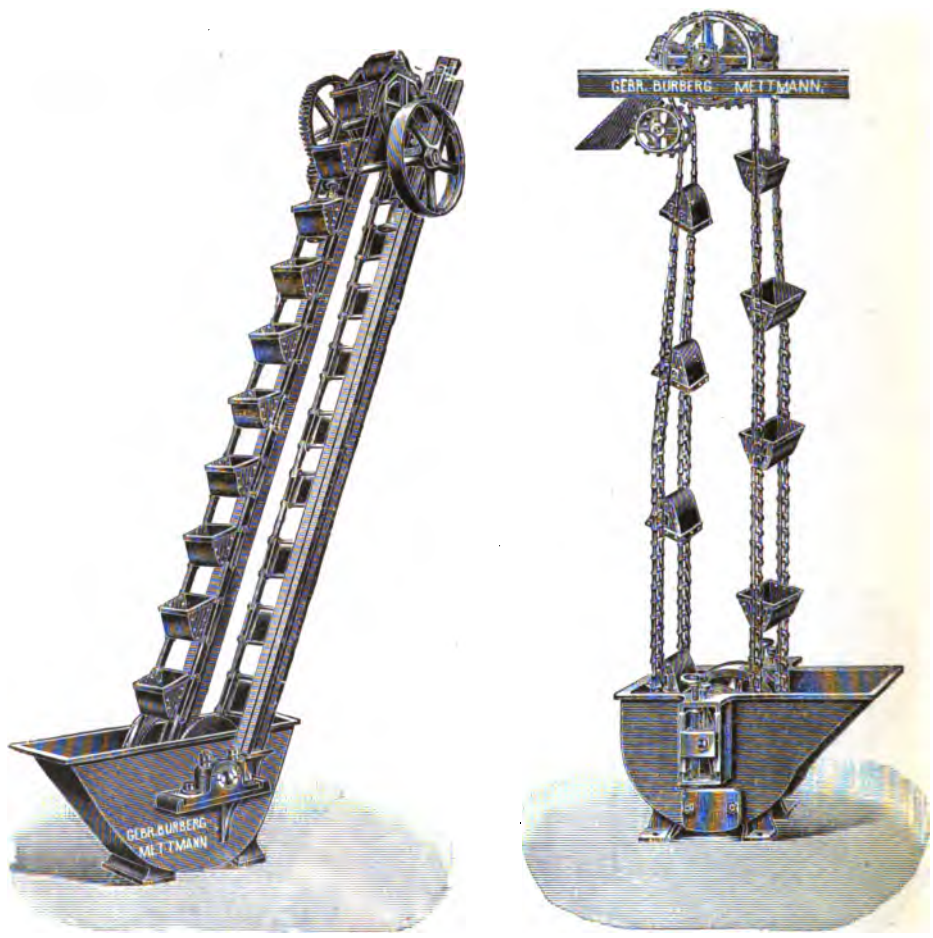
Mettmann bei Elberfeld-Düsseldorf abgebildet. Die beiden ersteren sind mit geschlossenen eisernen bezw. hölzernen Kästen versehen und namentlich für gemahlene und geschrotete Chemikalien, Gewürze, Drogen, Farbstoffe, gemahlenes Holz,

[1] Figuren 110—115 zeigen Ausführungen der Maschinenfabrik Gebr. COMMICHAU in Magdeburg-Sudenburg.

trockene Erde, Sand, Gips, Kreide, Zement, Kalk, Ton, Ölsamen, Phosphat, Knochenmehl, Salpeter usw. geeignet.

Die geschlossenen Elevatoren eignen sich daher besonders für Anlagen, bei welchen die Aufstellung im Freien stattfinden muß, wie z. B. bei Schiffselevatoren und solchen zum Entladen und Beladen von Eisenbahnwagen usw.

Zum Transport von Erzen, Zuckerrüben, Zementsteinen, Chamottesteinen, feuchten Materialien bedient man sich am besten offener Elevatoren. Für letz-

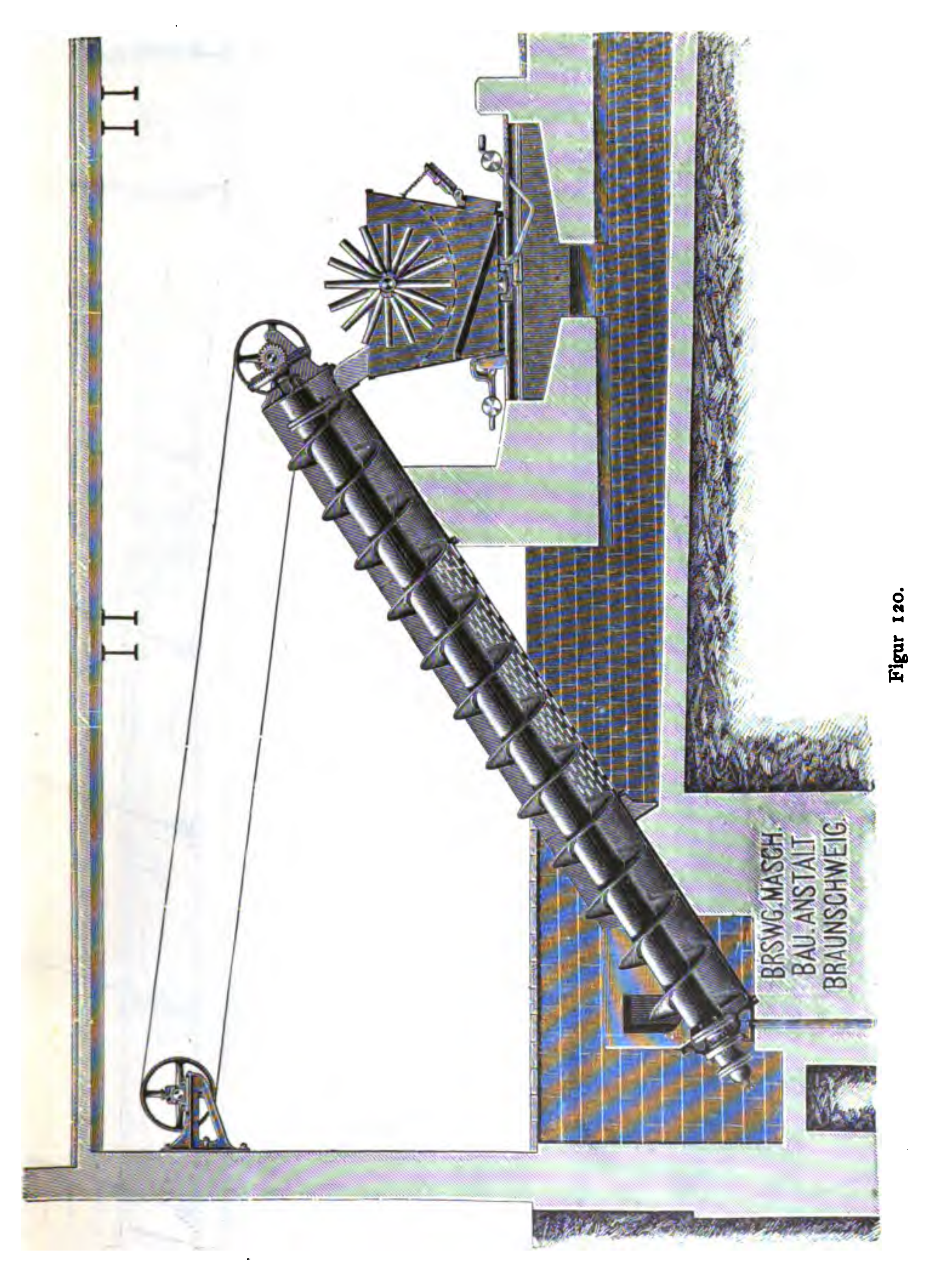


Figur 118. Figur 119.

tere werden häufig Becher aus gelochtem Blech angewandt, damit die Flüssigkeit, welche in dem Fördergut enthalten ist, leicht abfließen kann. Die Elevatoren der vorgenannten Firma werden in Becherbreiten von 100—1000 mm bei einer Leistung von 2000—55 000 l pro Stunde und einem Kraftbedarf von etwa 0,2 bis 9 PS. ausgeführt. Die Umdrehungszahl der Antriebsscheiben beträgt hierbei etwa 60—80 in der Minute und die Fördergeschwindigkeit je nach dem Fördergut etwa 0,2—1 m in der Sekunde,

Für Hebungen um einen geringeren Betrag, wobei zugleich eine horizontale Ortsveränderung gewünscht wird, dienen an Stelle der Becherwerke geneigte

Transportschnecken. Eine Ausführung dieser Art ist in Figur 120 dargestellt, welche zum Transport von Rüben bezw. Rübenschnitzeln in Zuckerfabriken Anwendung findet. Der Antrieb der Schnecke erfolgt am oberen Ende durch eine

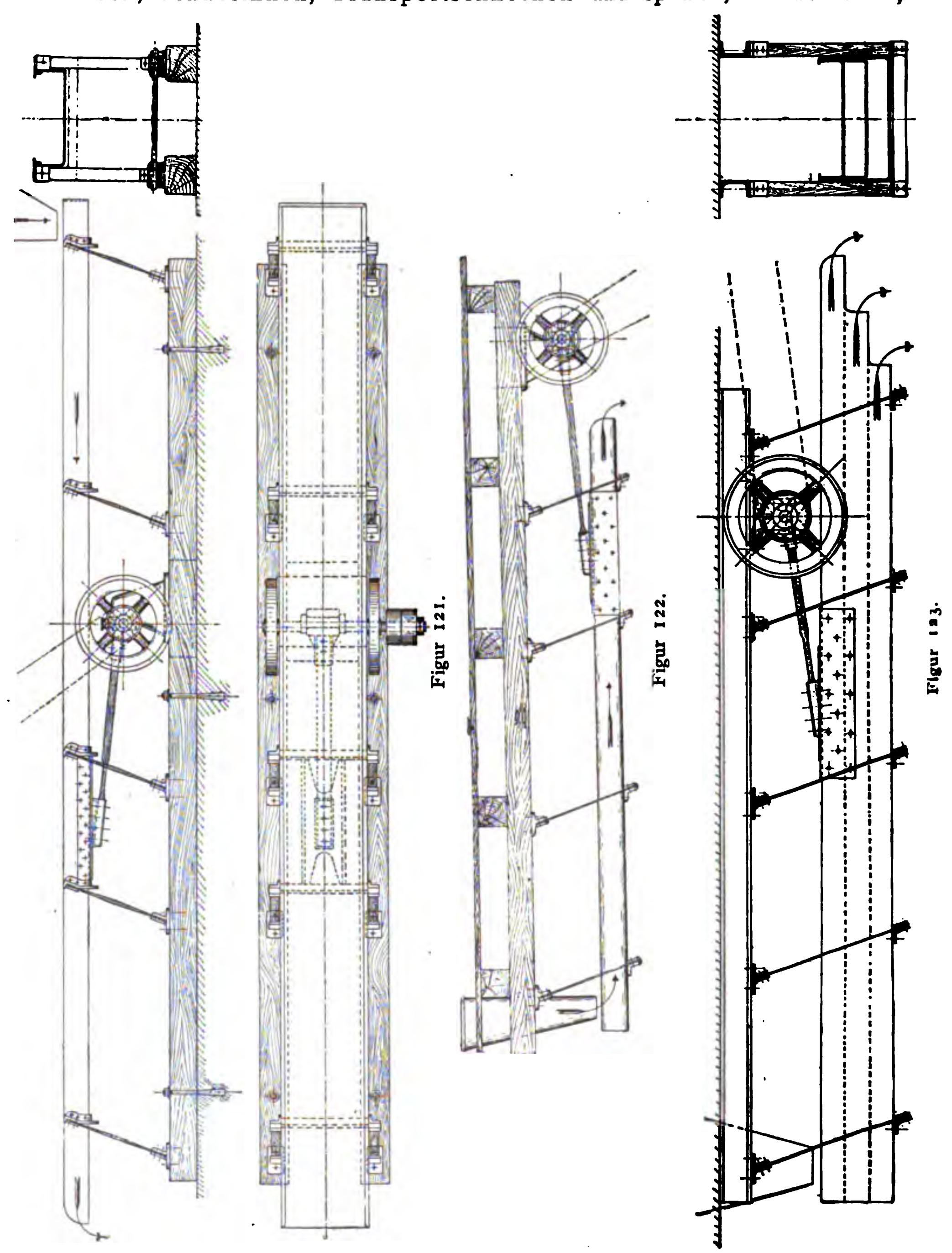


Figur 120.

vom Deckenvorgelege aus betriebene Riemenscheibe, in der Mitte der Schneckenrinne ist das Gehäuse oder die Rinne siebförmig durchlöchert zum Abfluß des Schmutzwassers.

B. Vorrichtungen zum horizontalen Transport.

Die wichtigsten hierher gehörigen Vorrichtungen sind Schwingtransportrinnen, Schubrinnen, Transportschnecken und Spiralen, Förderrohre,

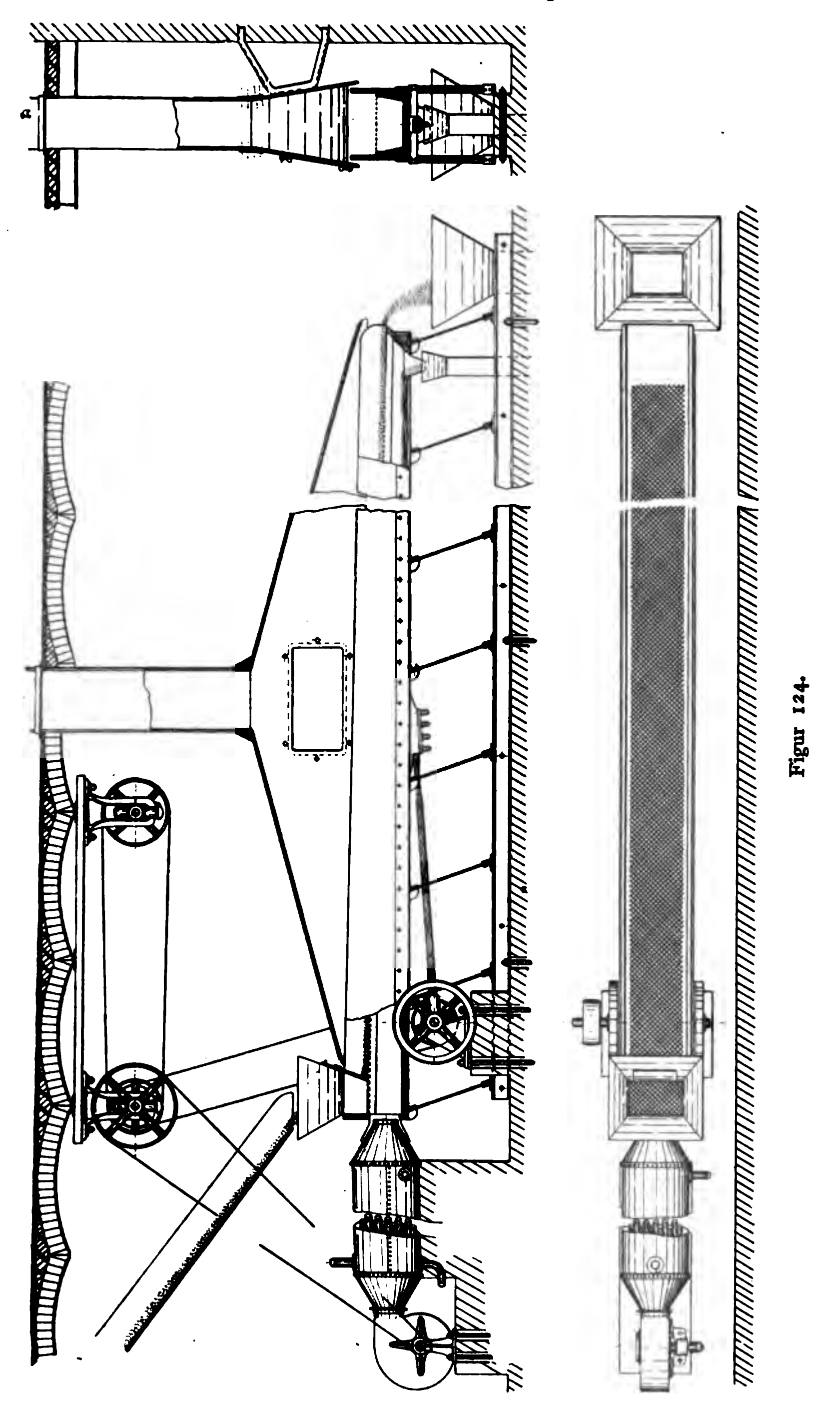


Figur 121. Figur 122. Figur 123.

Gurt- oder Bandtransporteure, Gratzertransporteure.

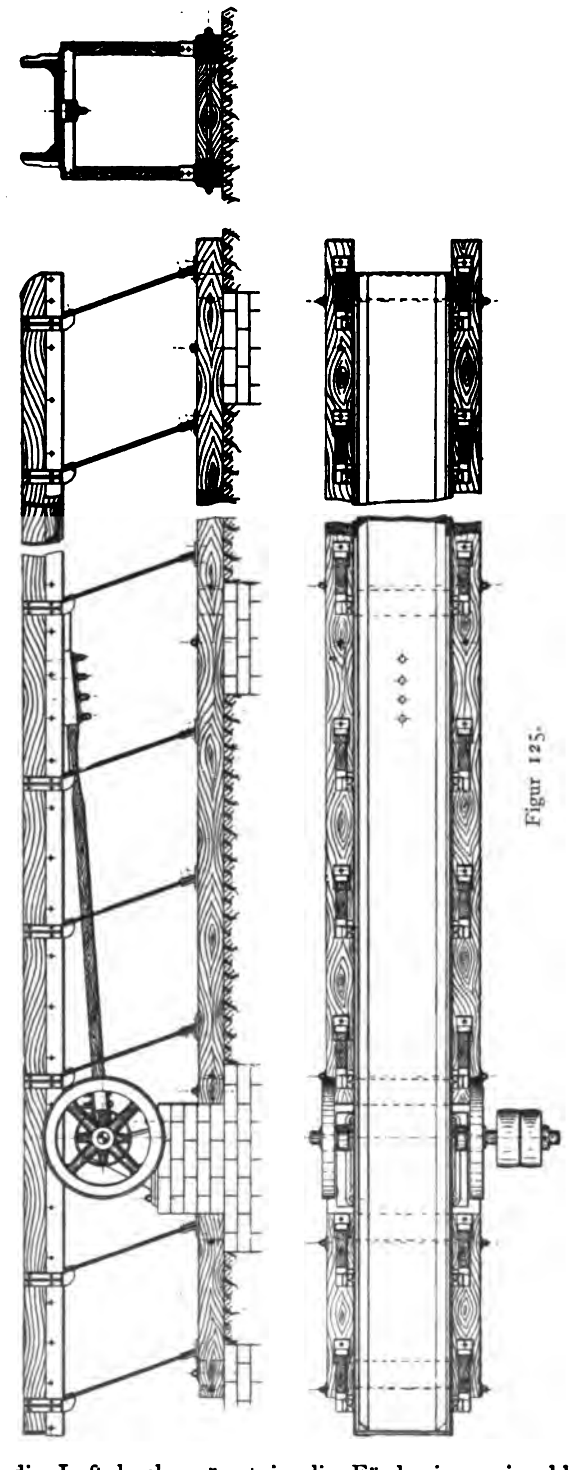
Die allgemeine Anordnung von Schwingtransportrinnen, welche entweder in stehender oder in hängender Anordnung ausgeführt werden, zeigt Figur 121.

Die Rinnentröge, welche man je nach der Art und den Eigenschaften des Fördergutes aus Schwarzblech, verzinktem Blech, Kupferblech oder Holz in den



Figur 124.

verschiedensten Stärken herstellt, erhalten schräg stehende Unterstützungen durch Holz- oder Rohrfedern oder durch starre Metallstangen und werden vermittels


Figur 125.

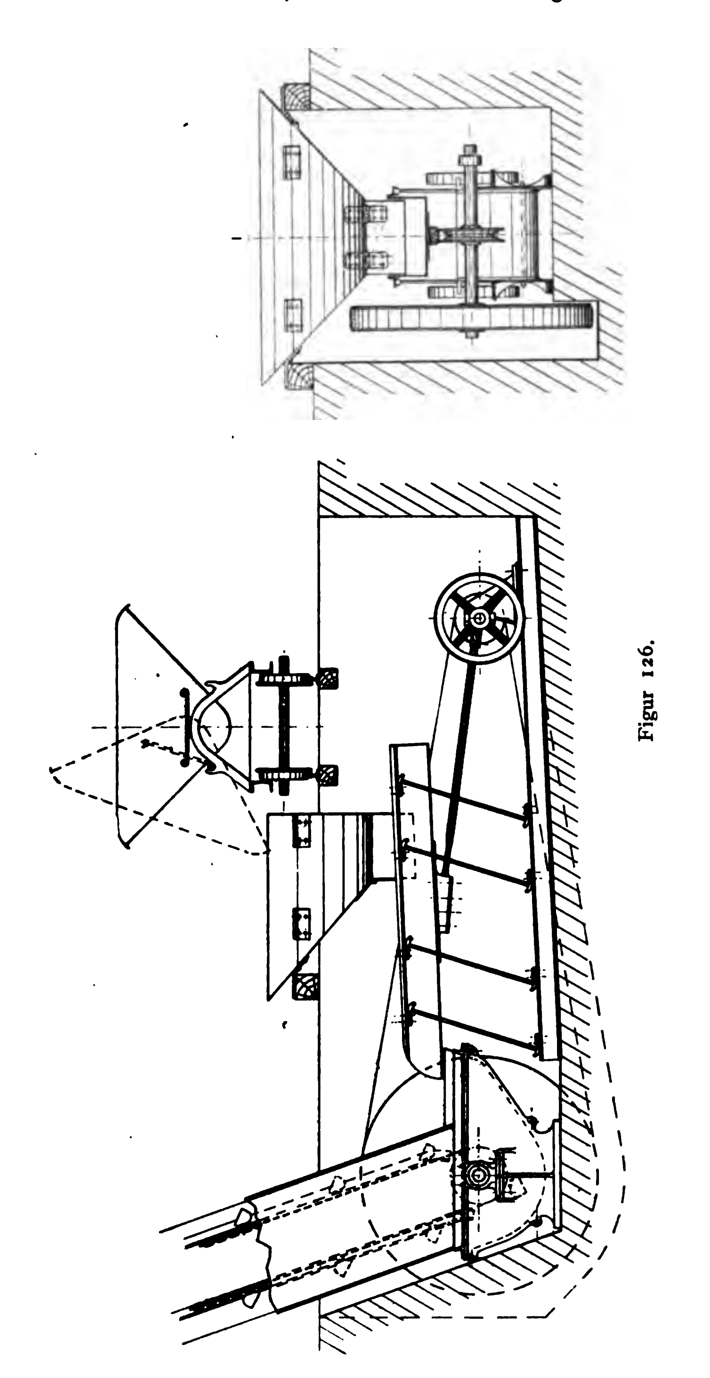
eines geeigneten Antriebes durch eine federnd befestigte Pleuelstange in eine hin- und herschwingende Bewegung versetzt. Durch diese Schüttelbewegung wird das Material im Troge vorwärts gefördert und so vollständig unbeschädigt an seinen Bestimmungsort geschafft. Für die Wahl der Unterstützung sind die Belastung der Rinne, die Beschickungsweise, sowie die Temperatur des Raumes, in welchem die Rinne Aufstellung finden soll, und die in demselben herrschende Feuchtigkeit maßgebend.

Figur 122, p. 176, zeigt eine solche Rinne, welche an der Decke aufgehangen ist und in solchen Fällen Anwendung findet, in welchen Platzmangel oder die Vermeidung kostspieliger Überbrückungen und Unterbauten dies gebietet. Häufig werden auch mehrere Rinnen übereinandergelegt, in welchen Fällen man dieselben zugleich zum Reinigen und Sortieren des Fördergutes verwenden kann, wozu die Böden teilweise oder vollständig durch Siebe ersetzt werden, wie es in Figur 123, p. 176, dargestellt ist. Endlich werden die Förderrinnen auch gleichzeitig zum Trocknen von Materialien verwandt, da dieselben sich hierzu vermöge ihrer Längenausdehnung und der Schichtung des Materials auf denselben besonders gut eignen. Eine Ausführung dieser Art stellt Figur 124 dar. Durch eine geeignete Vorrichtung, z. B. einen Winderhitzer, hindurch, welcher durch Abdampf oder frischen Dampf erwärmt wird und durch ein vorgelagertes Schleudergebläse die erforderliche Luft zugeführt erhält, wird die Luft hocherwärmt in die Förderrinne eingeblasen.

Der große Vorteil bei der Trocknung durch diese Rinnenanlagen besteht darin, daß die zu trocknenden Stoffe in keiner Weise beschädigt werden können und

infolge ihrer eigenartigen Fortbewegung sehr lebhaft mit der durchstreichenden, heißen Luft in Berührung kommen.

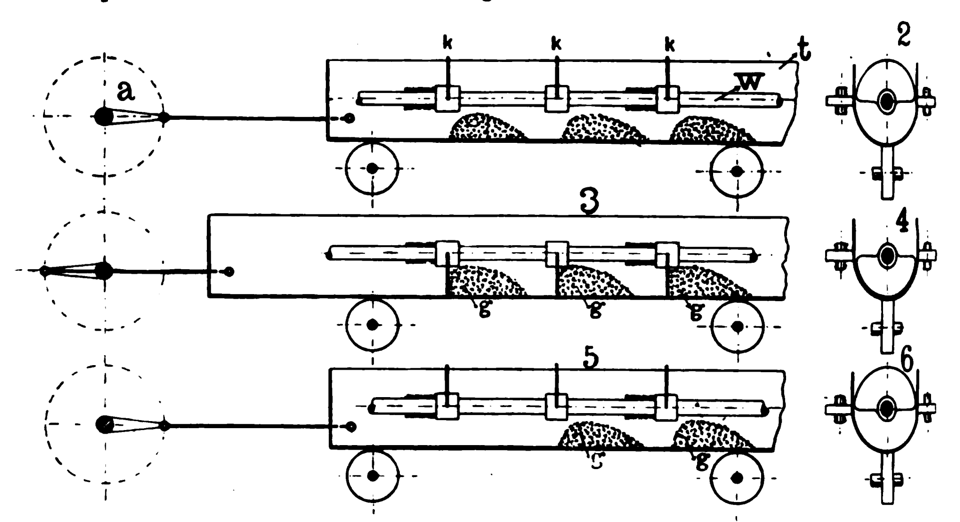
Zum Fördern von Materialien, welche eine Berührung mit Metallen nicht



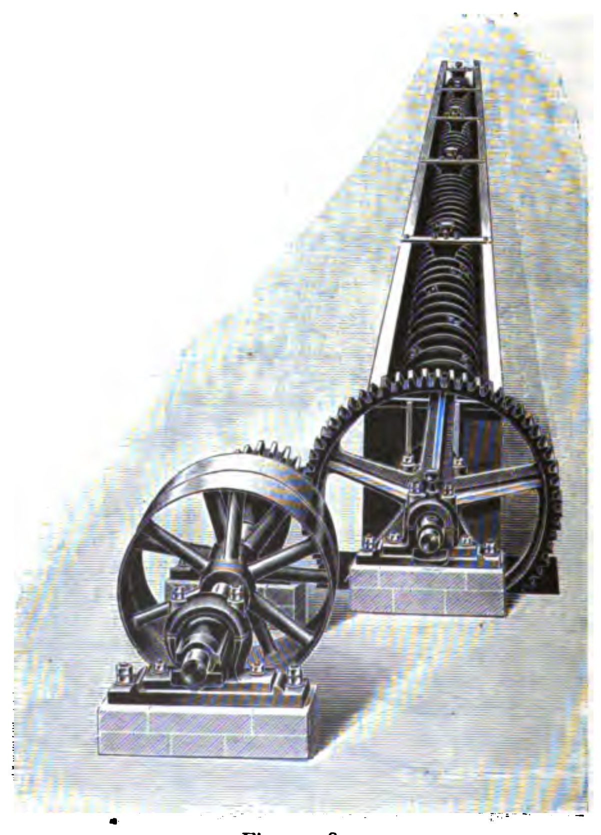
Figur 126.

zulassen, z. B. Zellulose, Ton, Salzen usw. verwendet man Rinnen mit Holztrögen, welche in einem Winkeleisenrahmen eingeschraubt sind, der auf den Unterstützungsfedern ruht und daher leicht auswechselbar ist. Figur 125 zeigt eine

solche Ausführung. Die Verbindung einer Kippvorrichtung mit Sammelbehälter, Transportrinne und Elevator ist aus Figur 126 zu ersehen. Die im Vorstehenden



Figur 127.

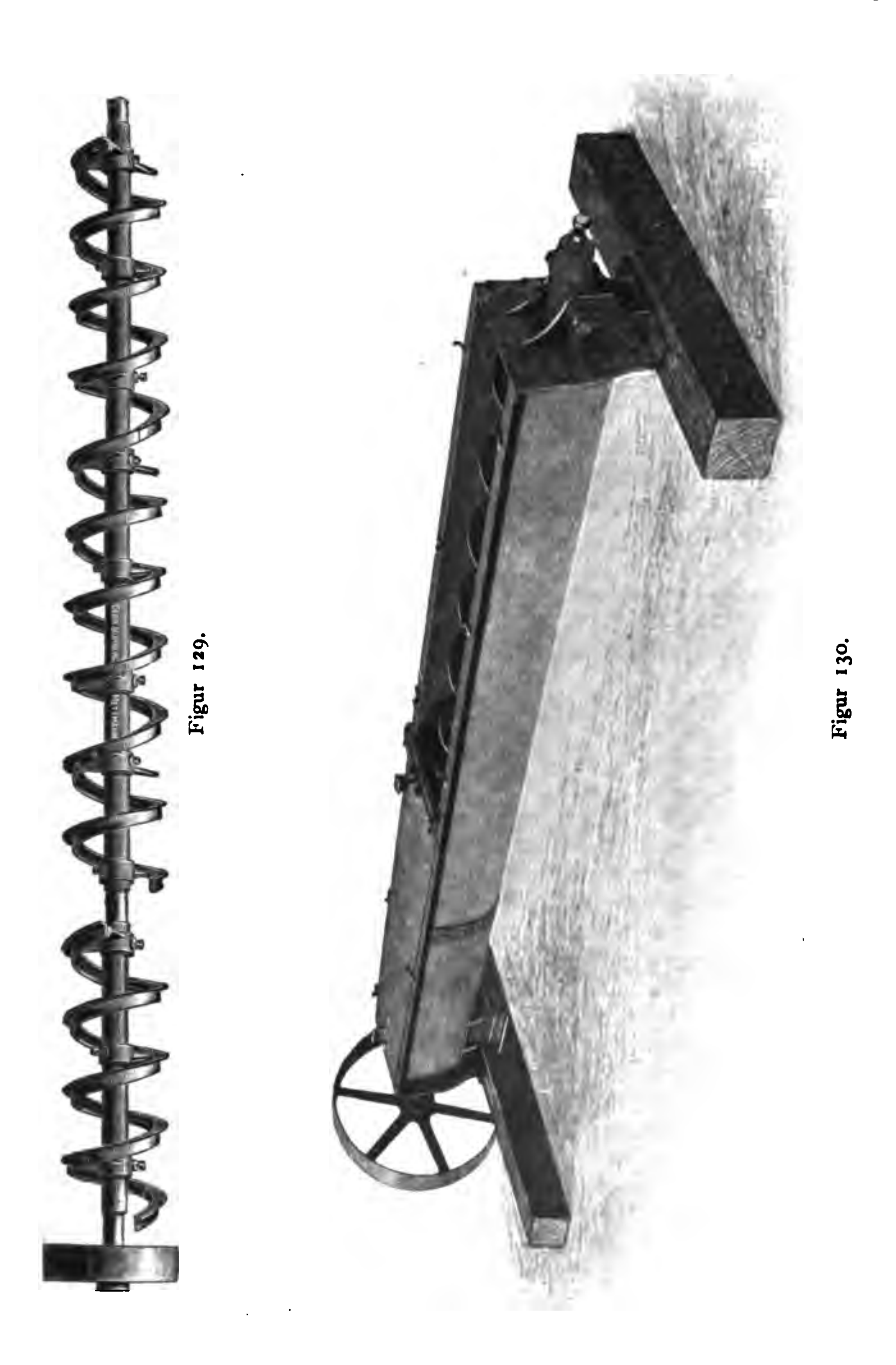


Figur 128.

abgebildeten Ausführungen der Firma Maschinenfabrik Gebr. COMMICHAU in Magdeburg-Sudenburg werden in Breiten der Rinnen von 200—1000 mm für

eine stündliche Leistung bei mehlartigen Materialien von 24—120 hl, bei körnigem, faustgroßem Material von 48—240 hl ausgeführt.

Die Förderschubrinnen dienen besonders zur Förderung schlammigen,



Figur 129.

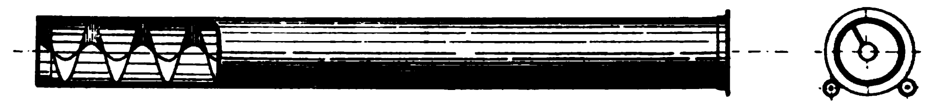
Figur 130.

erdigen und pulverförmigen Gutes, sowie für Kohlen und gemischte Massen, für deren Transport sich Schnecken, Spiralen und andere Transportvorrichtungen

weniger gut eignen. In Figur 127, p. 180, ist eine solche Vorrichtung schematisch dargestellt. Dieselbe besteht aus einem Troge von halbkreisförmigem Querschnitt und einer im Mittelpunkt desselben angeordneten drehbaren Welle *w*, an welcher in bestimmten Abständen halbkreisförmige Kratzerscheiben *kk* befestigt sind. Eine Antriebsvorrichtung *a* dient dazu, den Trog *t* vor- und rückwärts zu bewegen und die Welle *w* beim jedesmaligen Hubwechsel um 180 Grad zu drehen bezw. bei feststehendem Troge die Welle *w* vor- und rückwärts zu bewegen und gleichzeitig beim Hubwechsel um 180 Grad zu drehen.

Die Förderwirkung entsteht durch die Vor- und Rückwärtsbewegung des Troges *t* und die Drehung der Welle *w* mit den Kratzern *kk*, welche bei der jedesmaligen Umkehr der Bewegung des Troges erfolgt, so daß das in den Trog gelangende Fördergut *gg* abteilungsweise vorwärtsgeschoben wird. Beim Vorschub des Troges sind die Kratzer *kk* so gestellt, daß das Fördergut frei unter denselben durchgeht, während bei der Rückwärtsbewegung die Kratzer den Trog quer absperren und so das Gut vor sich herschieben. Dieselbe Förderwirkung wird erzielt, wenn bei feststehendem Troge die Welle *w* neben der drehenden auch die Vor- und Rückwärtsbewegung ausführt.

Die Transportschnecken und Spiralen finden namentlich in chemischen Fabriken, Zuckerfabriken, Zementwerken, Getreide- und Gipsmühlen, Holzstoff- und Papierfabriken Anwendung. Dieselben sind immer in einem Blechtrog bezw. Holztrog oder einer gemauerten Mulde aus Beton oder Zement angeordnet. Der Antrieb erfolgt durch Riemenscheiben und Rädervorgelege von dem einen Ende



Figur 131.

aus, während das andere Ende der die Schnecke tragenden Welle in einem soliden Lager gelagert ist. Zwei Anordnungen dieser Schnecken sind aus den Figuren 128 und 129 ohne weiteres verständlich. Für grobkörnige Materialien werden die Schnecken durch nur am Umfange die Förderrinne berührende Transportspiralen ersetzt. Die Ausführung einer solchen Spirale zeigt Figur 130.[1]

Die Ausführung eines Förderrohres mit innerem Schneckengewinde, welches im ganzen rotiert und namentlich zum Transport mehliger und körniger Materialien dient, zeigt Figur 131, wobei rechts im Schnitt die Lagerung des Rohres auf zwei Laufrollen erkenntlich ist. Diese Förderrohre haben den Vorzug eines sehr geringen Verschleißes, völliger Entleerung des Rohres und eines geringen Kraftbedarfes. In Figur 132 ist eine solche Förderrohranlage dargestellt, welche dazu dient, Materialien aus einem Gebäude in ein anderes zu schaffen, ohne daß eine Verbindungsbrücke erforderlich wäre. Der Weg des Materiales ist von rechts nach links in der genannten Figur zu denken, so daß das Förderrohr eine geringe Steigung zu überwinden hat.

Diese Förderrohre werden bis zu Steigungen von 30° ausgeführt.

Die Gurt- oder Bandtransporteure, auch Transportbänder genannt, eignen sich zum Fördern jedes pulverförmigen, körnigen und stückigen Materiales, sowohl in trockenem als auch in feuchtem Zustande.

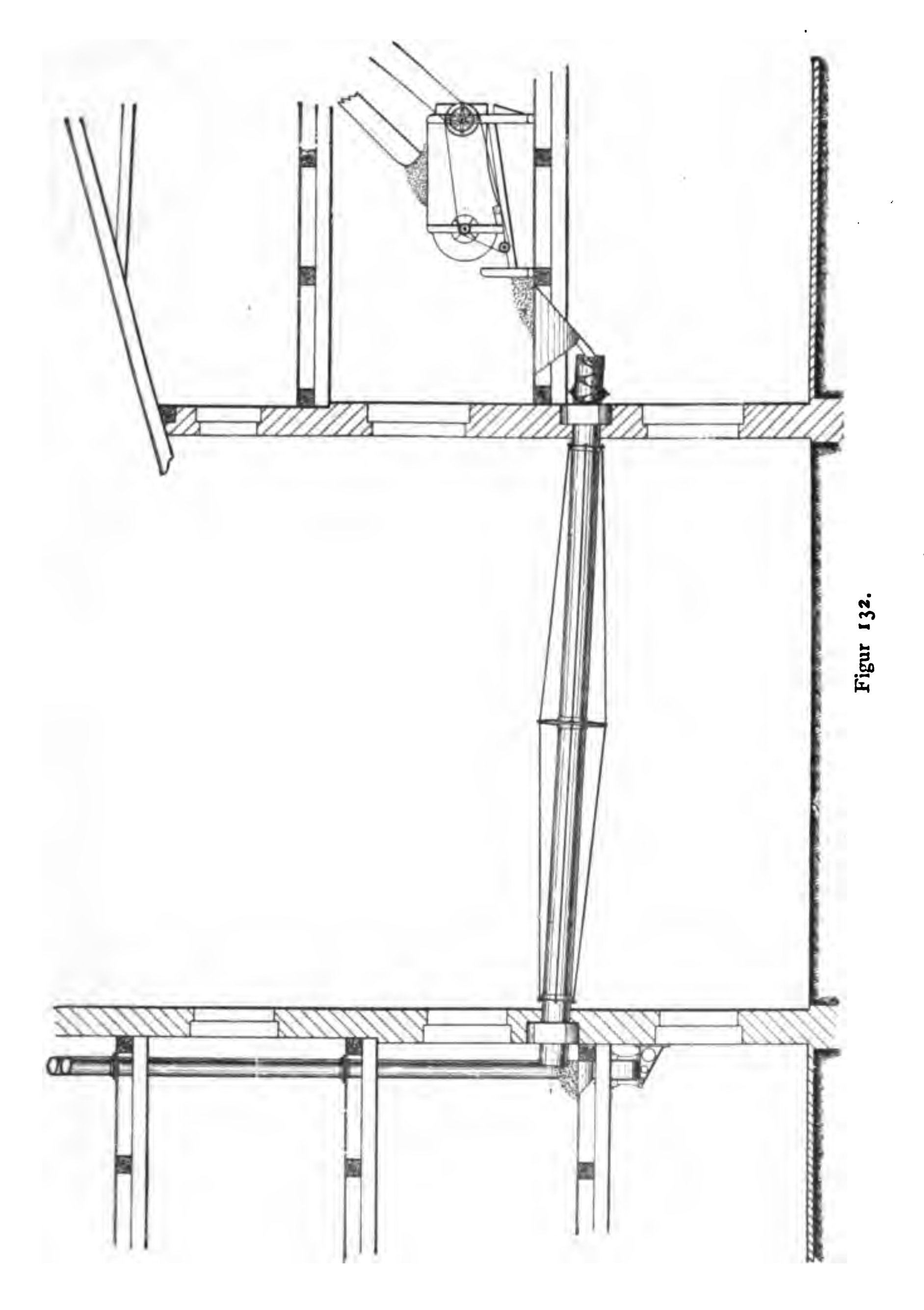
Besonders vorteilhaft sind Gurttransporteure bei weiten Enfernungen. In welchen Fällen dieselben anderen Fördermitteln vorzuziehen sind, ist nur nach Kenntnis der örtlichen Verhältnisse und der Eigenschaften des Fördergutes zu entscheiden.

---

[1] Gebr. Burberg in Mettmann.

Der Antrieb erfolgt je nach der Länge und Breite des Gurtes durch Riemenscheiben oder Rädervorgelege,

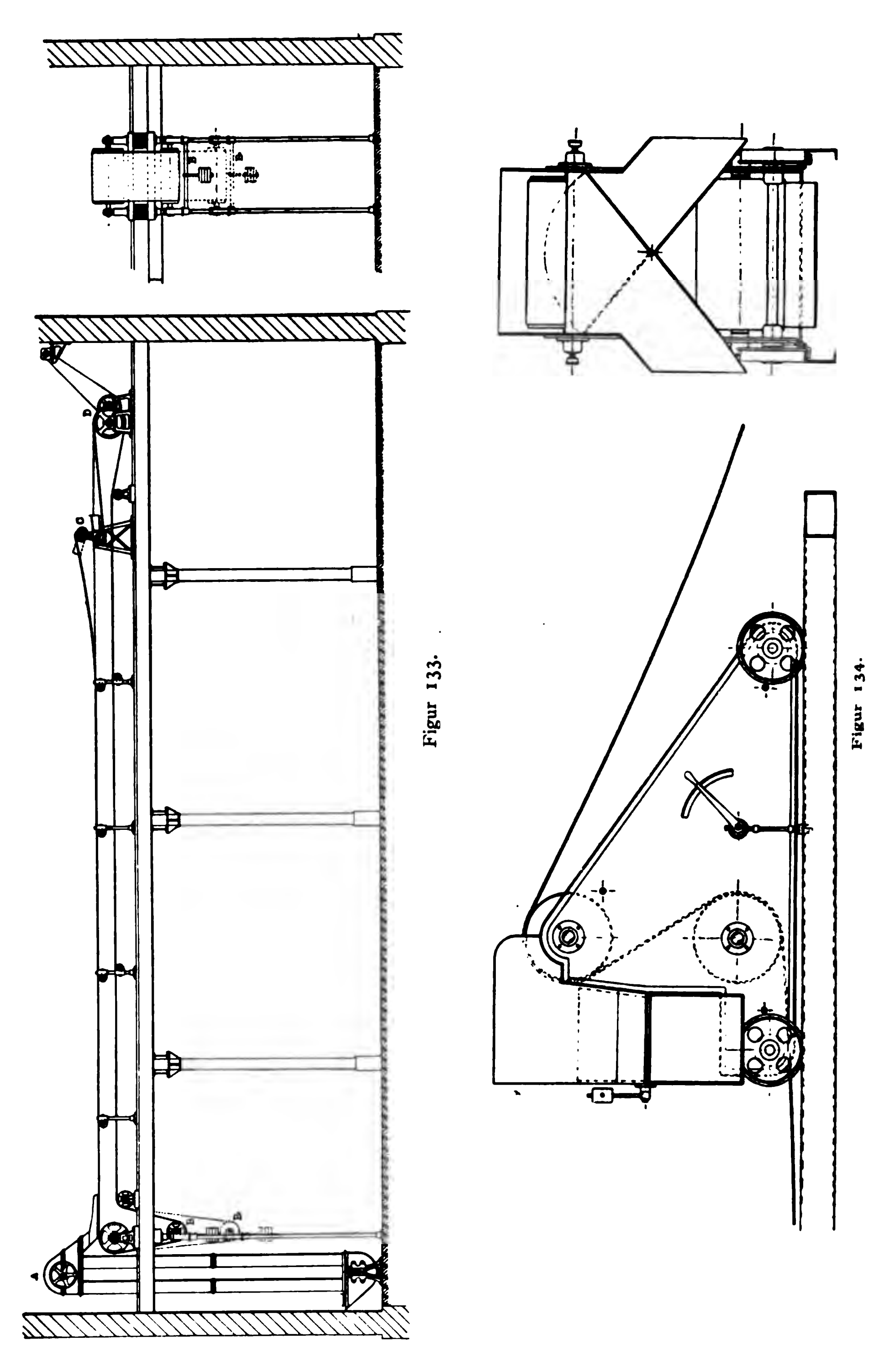
Gurttransporteure fördern horizontal wie auch ansteigend. Kommt die Steigung dem Rutschwinkel des Materiales annähernd gleich, so setzt man auf



Figur 132.

den Gurt Mitnehmerleisten auf, welche ein Zurückrutschen oder -rollen des Materiales verhindern.

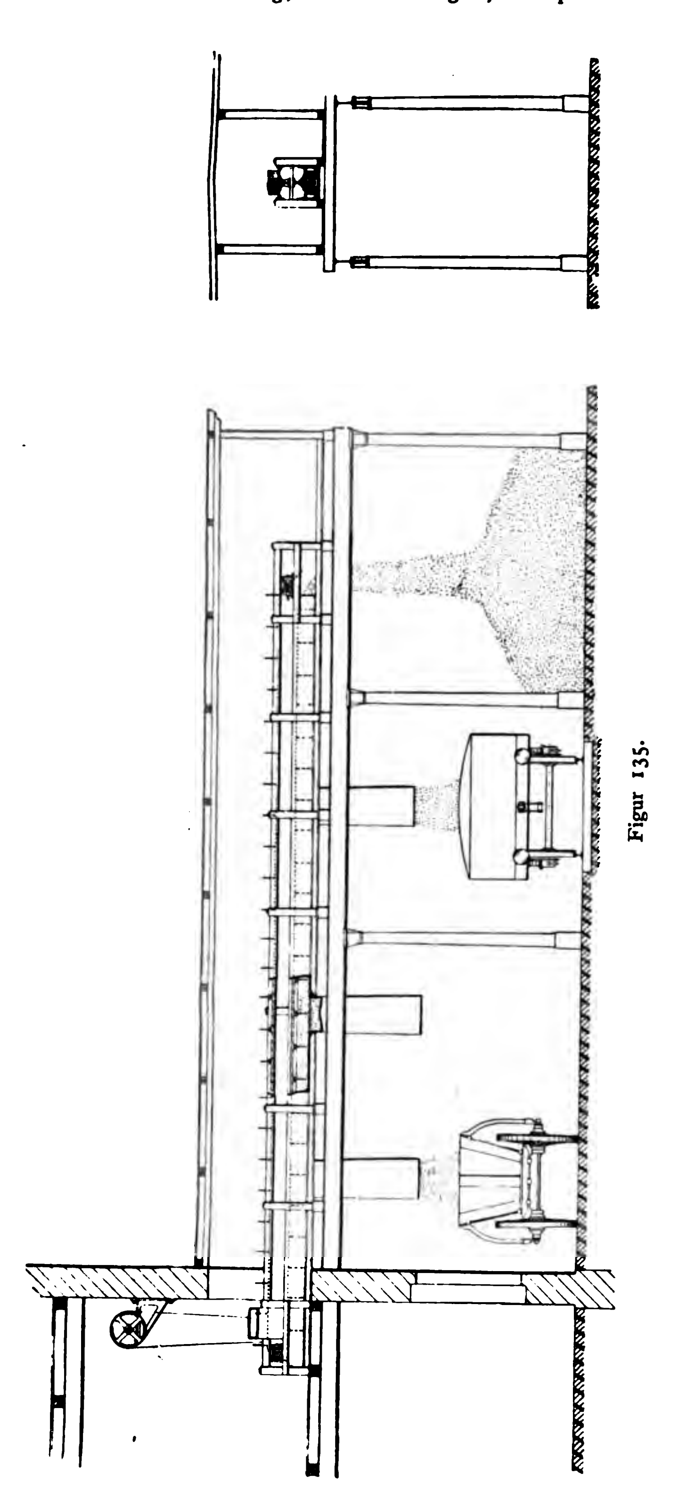
Die Gurttransporteure bestehen im wesentlichen aus einem endlosen Gurt



Figur 133.

Figur 134.

(Gummi, Balata, Baumwolle, eiserne Gliedertücher, Stahldraht), welcher durch Tragrollen unterstützt ist, die für den belasteten Teil in Abständen von 2—4,



Figur 135.

für den leer zurücklaufenden Teil in Abständen von 4—6 m angeordnet werden. Für die Bestimmung der Zwicshenräume, in welchen Tragrollen anzuordnen sind, sind die Schwere des Materiales und die Breite des Gurtes maßgebend.

Die Tragrollen wählt man für leichtere Bänder aus Holz mit eisernen Achsen, für schwerere ganz aus Eisen.

Zur Erhöhung der Leistung und Verhinderung eines seitlichen Verstreuens bei körnigem Material pflegt man muldenförmig ausgedrehte oder schräg zueinander stehende Tragrollen anzuwenden, wodurch sich der Gurt alsdann durchbiegt.

Für Gurttransporteure normaler Ausführung nimmt man Antriebstrommeln aus Gußeisen, für besonders schwer ausgeführte solche aus Trommelscheiben mit Holzbelag.

Die Endstation der Gurttransporteure wird vielfach zugleich als Spannvorrichtung ausgebildet.

Ein fahrbarer Abwurfwagen gestattet es, das Material an jeder beliebigen

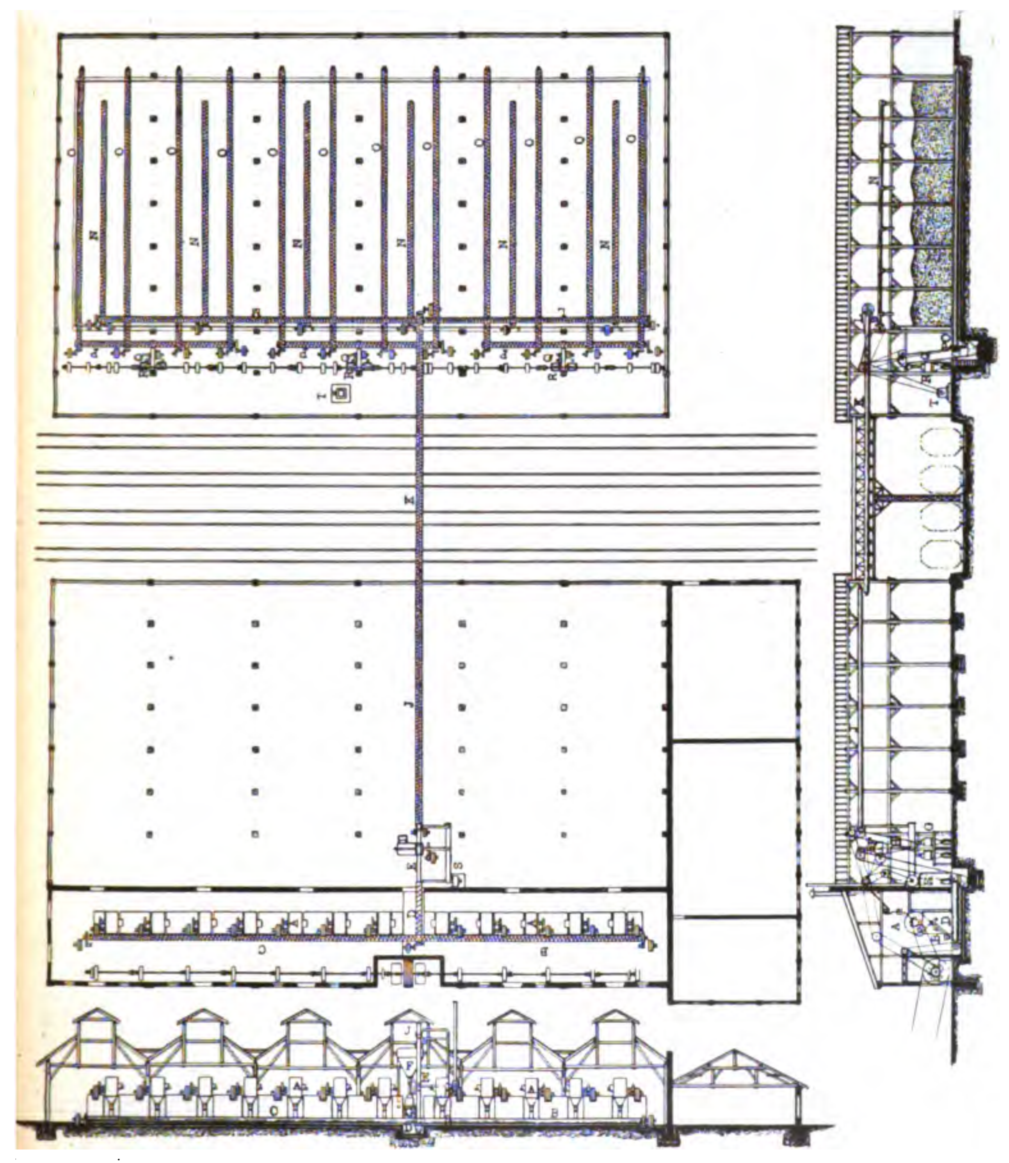


Figur 136.

Stelle des Transporteurs abzuziehen. Will man das Material nur an einzelnen bestimmten Stellen ablaufen lassen, so führt man den Gurt an diesen Stellen über zwei Rollen, wodurch das Material je nach Bestimmung rechts oder links herunterfällt.

Die Anordnung einer solchen Gurt- oder Bandtransportvorrichtung der Firma Gebr. Commichau in Magdeburg-Sudenburg mit einer ausschaltbaren Abfuhrvorrichtung ist aus Figur 133 zu ersehen. Durch den Elevator *A* wird das Gut auf das Band gebracht, welches durch den Antrieb *D* am Ende bewegt wird. Die Spannvorrichtung *B* mit Gewichtsbelastung ist in dem Freilaufe des Gurtes eingeschaltet, *C* ist die ausschaltbare Abwurfvorrichtung oder der Abfuhrwagen, welcher in Figur 134 in größerem Maßstabe dargestellt ist, wobei der Abwurf durch Verstellung einer Klappe entweder nach links, wie gezeichnet, oder nach rechts (punktierte Stellung der Klappe) erfolgen kann.

Unter Kratzertransporteuren versteht man Transportbänder, bei welchen an Stelle der Gurte Ketten vorhanden sind. An denselben sind in bestimmten Abständen Rechen oder volle Kratzer aus Metall oder Holz befestigt, welche das Material in Führungsrinnen vor sich herschieben. Figur 135 zeigt die allgemeine Anordnung einer solchen Kratzertransportvorrichtung, während Figur 136 eine Kette mit vollen, schaufelförmigen Kratzern darstellt.



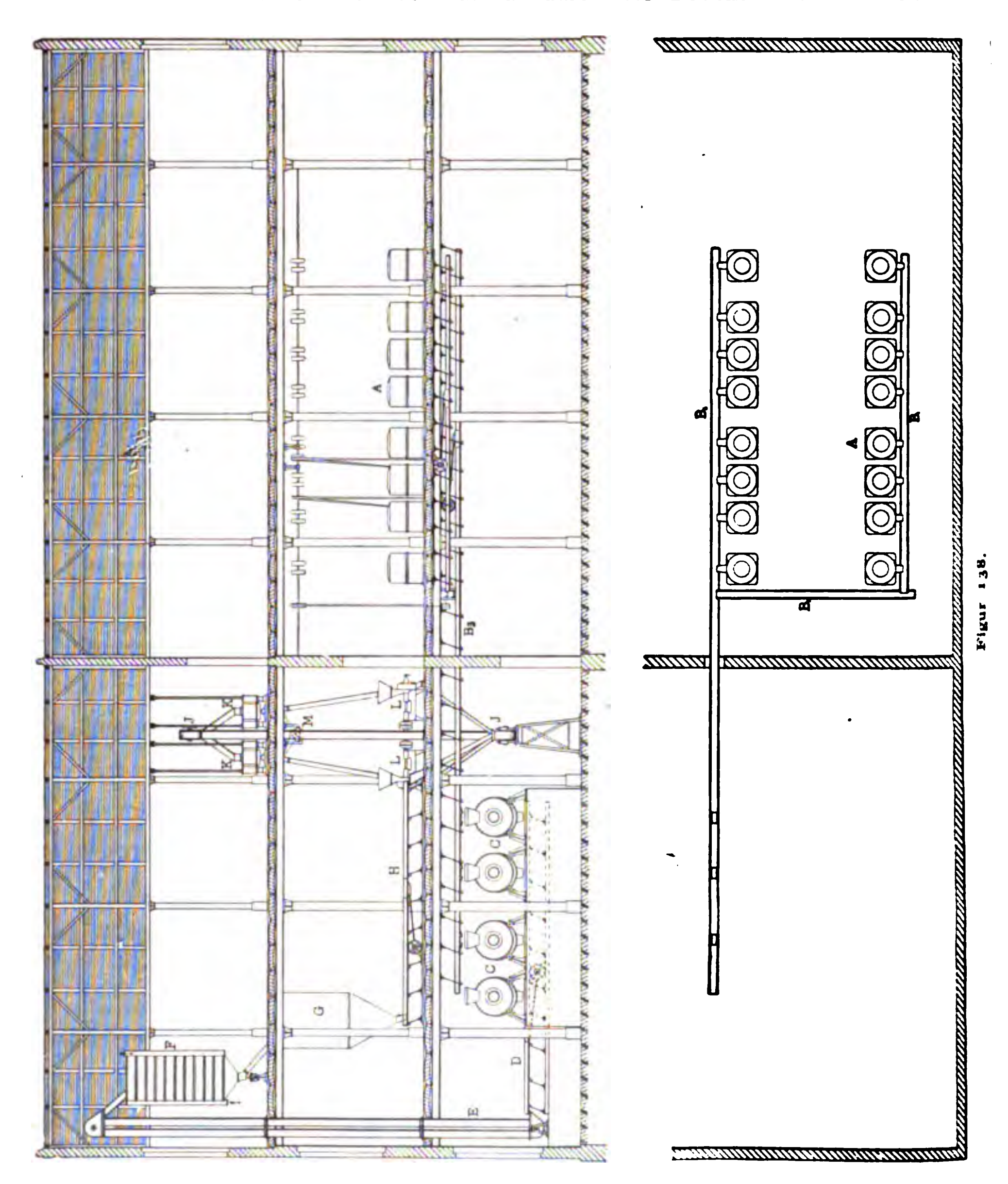
Figur 137.

Die allgemeine Anordnung einer Transportanlage für ein Thomasschlackenmahlwerk nach Ausführung der mehrfach vorgenannten Firma Gebr. Commichau ist in Figur 137 dargestellt.

Aus den Kugelmühlen *A* fällt das Material in die Schnecken *B* und *C*, welche es durch die Querschnecke *D* dem Elevator *E* zuführen.

Darauf passiert das Material die Siebtrommel *F* und gelangt entweder in die automatische Wage *G*, um direkt zum Versand abgesackt zu werden, oder durch den Elevator *H* und die Schnecken *J*, *K*, *L* und *N* in die Silos.

Aus den Silos wird das Material durch die Bodenschnecken *O* und *P*



Figur 138.

wieder zurückgeschafft und den Elevatoren *Q* zugeführt, welche es nach den automatischen Wagen *R* heben.

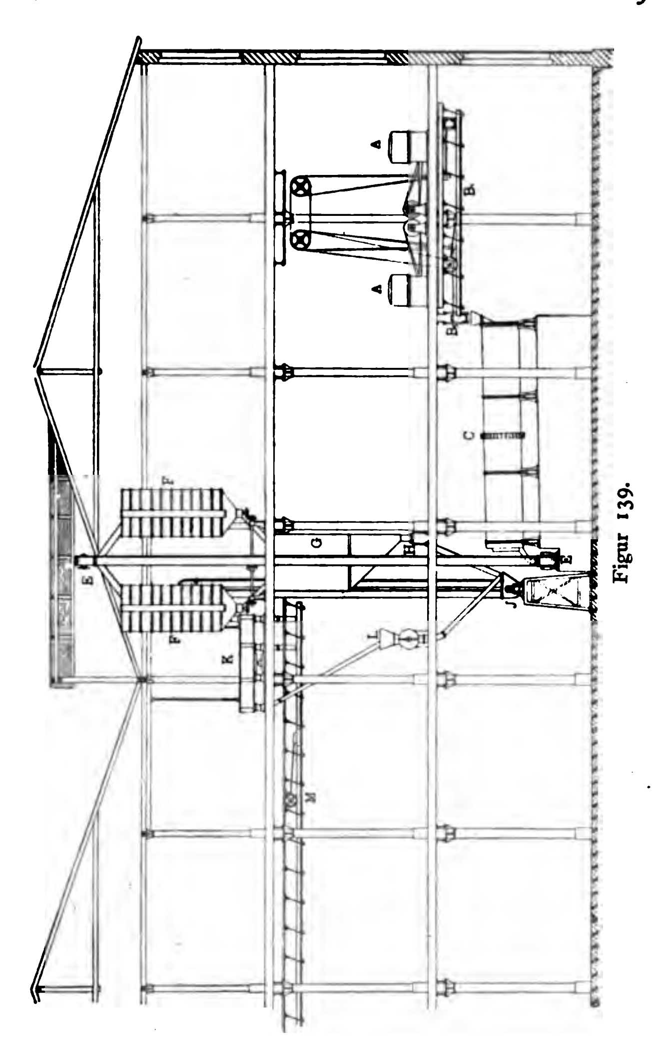
Die Anordnung einer Transportanlage mit Förderrinnen, Elevatoren usw. einer Zuckerraffinerie zeigt Figur 138 und 139 nach Ausführung derselben Firma Maschinenfabrik GEBR. COMMICHAU in Mageburg-Sudenburg.

Bei derselben gelangt der Zucker von den Zentrifugen *A* in die Rinnen *B*, welche ihn den Granulatoren *C* zuführen.

Rinne *D* und Elevator *E* fördern alsdann den Zucker nach der Kühlvorrichtung *F*, von wo er nach Passieren des Silo *G* durch die Rinne *H* und den Elevator *J* nach den Plansichtern *K* geschafft wird.

Von den Plansichtern führt eine mehrteilige Rinne *M* nach den Vorratsilos.

Gröbere Stücke können von den Sichtmaschinen nach den Mühlen *L* abgeleitet werden, von denen aus sie in das Fußstück des Elevators *J* fallen.



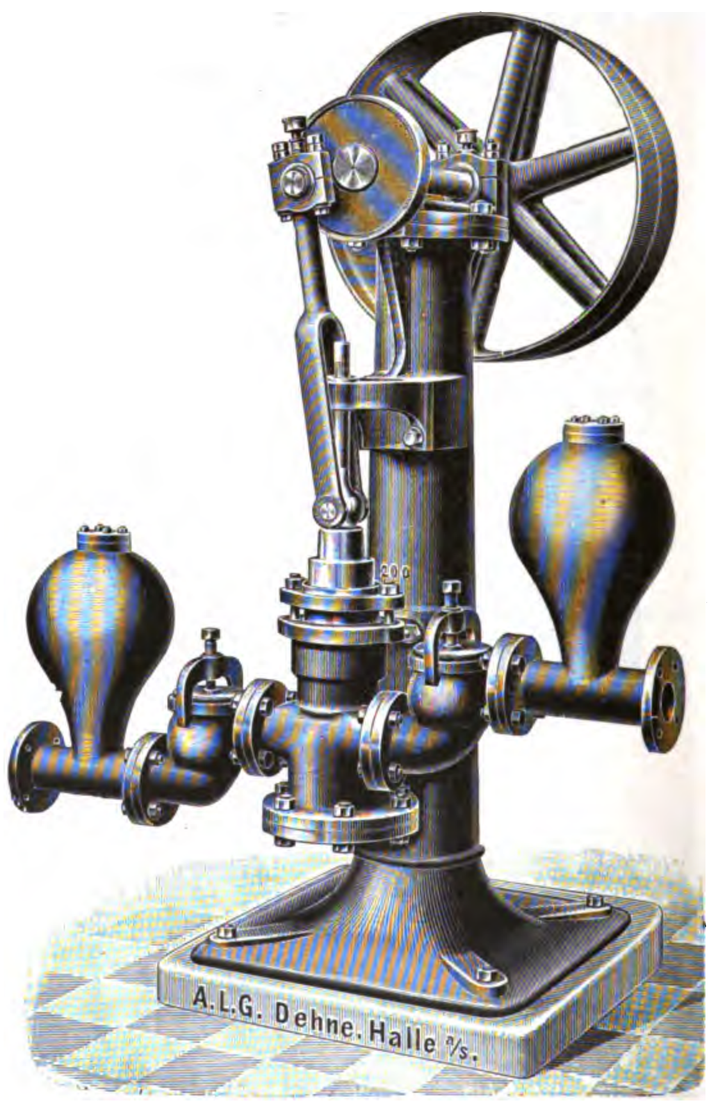
Figur 139.

§ 2. Hebe- und Fördermaschinen für Flüssigkeiten; Pumpen- und Druckluft-hebevorrichtungen.

Vielleicht ebenso wichtig wie die Förderung fester, granulierter und pulver- und staubförmiger Körper der chemischen Industrie, welche im vorigen Paragraphen besprochen war, und sicher noch weit häufiger zu lösen ist die Frage nach der Wahl geeigneter Maschinen zur F ö r d e r u n g v o n F l ü s s i g k e i t e n aller Art, Wasser, Laugen, Säuren, Fetten, Ölen, Salzlösungen, breiartigen, also sehr dickflüssigen Körpern usw. Hierzu dienen die Hebe- und Fördermaschinen für flüssige

Körper, welche man entweder als Pumpen oder als Drucklufthebevorrichtungen hinsichtlich ihrer Bauart und Wirkungsweise unterscheiden kann.

Bei der ersteren Klasse, den Pumpen, findet zur Förderung der Flüssigkeit ausnahmslos entweder ein geradlinig hin- und herbewegter, oder ein oszillierender, oder ein fortlaufend sich umdrehender, fester Körper Anwendung.



Figur 140.

Bei der zweiten Klasse dagegen wird zur Fortbewegung der Flüssigkeit der Überdruck eines gasförmigen Körpers, Druckluft, Wasserdampf oder irgendein anderes unter Druck stehendes Gas, z. B. die Abgase einer Wärmekraftmaschine, benutzt, welcher Körper auf die Oberfläche der Flüssigkeit in einem geschlossenen Gefäße einwirkt und dadurch die Flüssigkeit allmählich aus dem Gefäße verdrängt.

Wie bereits erwähnt zerfallen demnach die Pumpen in vier Hauptklassen:

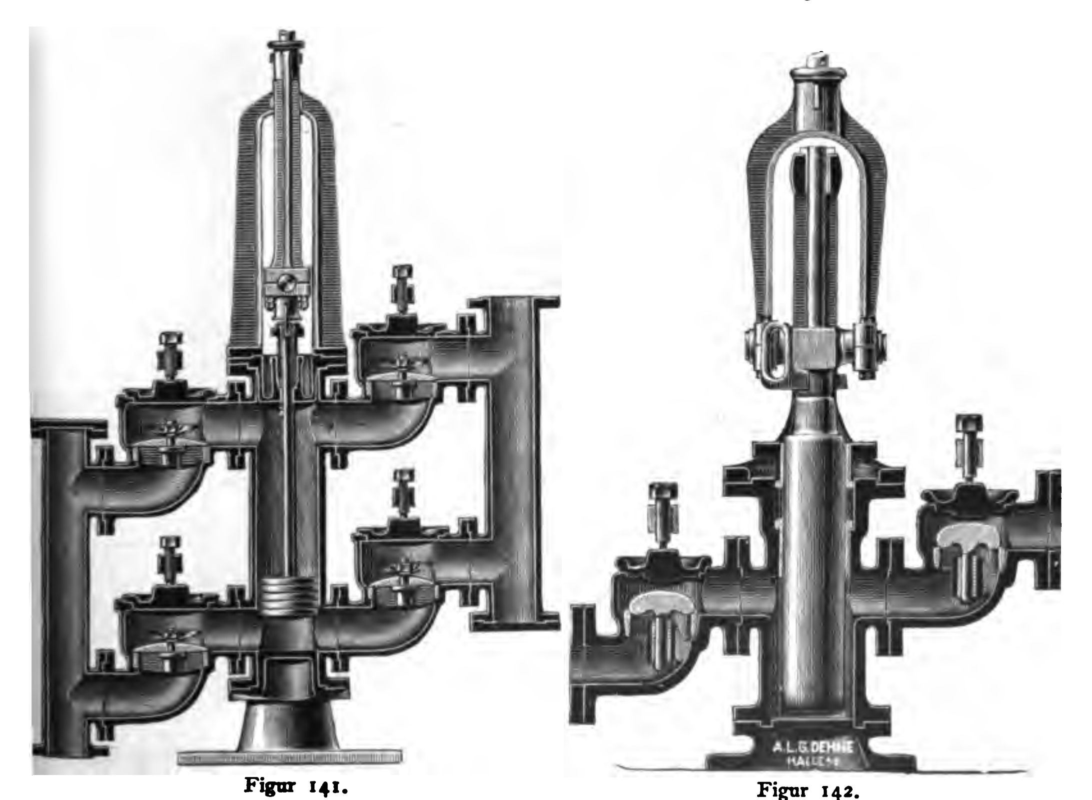
A. Kolbenpumpen mit geradlinig hin- und hergehenden Kolben.
B. Kolbenpumpen mit schwingenden oder oszillierenden Kolben oder Flügelkolben, auch Flügelpumpen genannt.
C. Pumpen mit umlaufendem Kolben, Kapselpumpen mit einem, zwei oder mehreren Flügeln oder Kolben.
D. Kreiselpumpen oder Zentrifugalpumpen mit einem mit großer Geschwindigkeit umlaufenden Kreisel- oder Schaufelrad.

Die Einteilung der durch einen gasförmigen Körper betriebenen Wasserhebevorrichtungen erfolgt nach der Art und Weise, in welcher die Flüssigkeitsbewegung vor sich geht, wonach man unterscheidet:
A. Flüssigkeitshebevorrichtungen durch Luft- oder Dampfdruck und
B. Flüssigkeitshebevorrichtungen, welche durch einen bewegten Strahl von Druckluft, Dampf, Gas oder irgendeiner gasförmigen, zuweilen auch tropfbaren Flüssigkeit bewegt werden, sogenannte Strahlapparate.

I. Die Pumpen.

A. Die Kolbenpumpen.

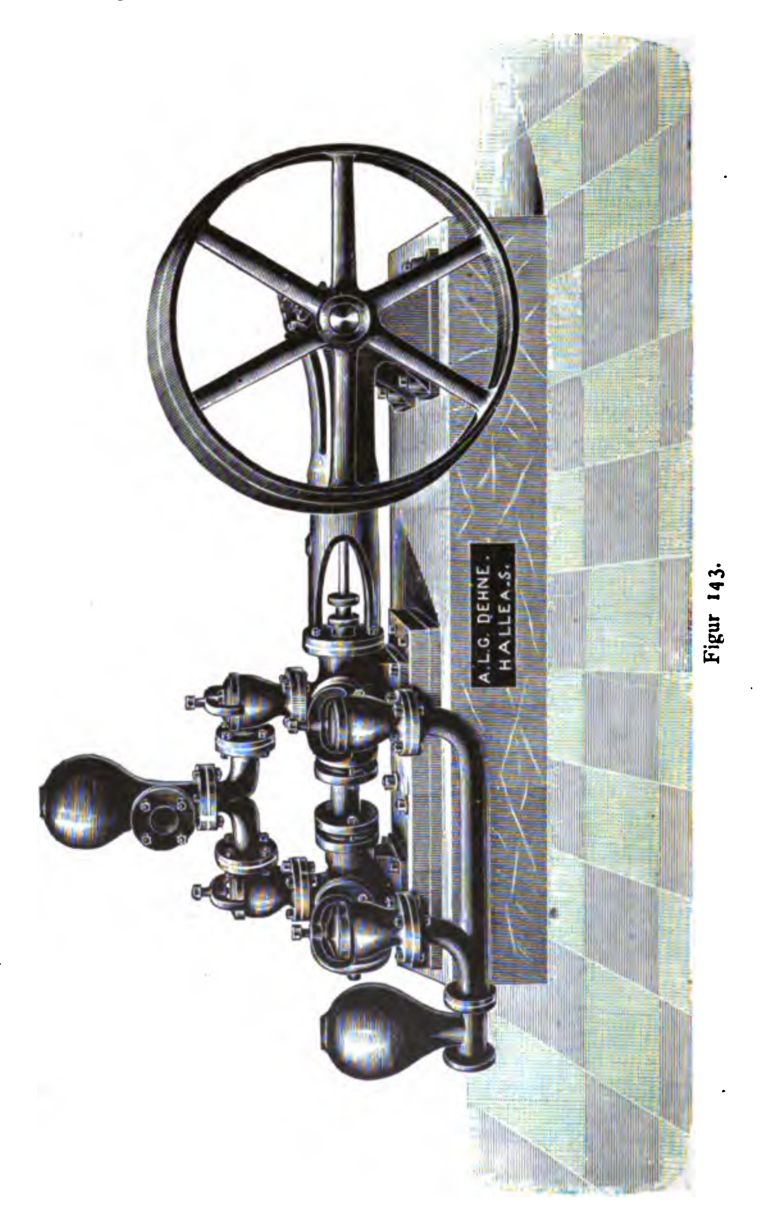
In einem mit zwei oder vier Ein- bezw. Auslaßkanälen versehenen Zylinder bewegt sich entweder ein massiver Kolben, ein sogenannter Plunger- oder auch Taucherkolben, Figuren 140 und 142, oder ein Scheibenkolben, Figur 141, welcher



Figur 141. Figur 142.

durch eine dünne, mittels einer Stopfbüchse nach außen geführten Kolbenstange bewegt wird. Die Pumpe ersterer Art heißt schlechtweg Plungerpumpe, die letztere einfach Kolbenpumpe.

Die ersteren sind meistens einfach wirkend und dienen zum Fördern von Flüssigkeiten aller Art, sowohl von klaren, als auch von schlammigen und trüben Flüssigkeiten. In Figur 142 ist links das Saugventil, rechts das Druckventil im Schnitte dargestellt. Der Antrieb erfolgt durch eine gegabelte Pleuelstange von einer über der Pumpe liegenden Welle aus, wie es aus Figur 140 zu ersehen ist.



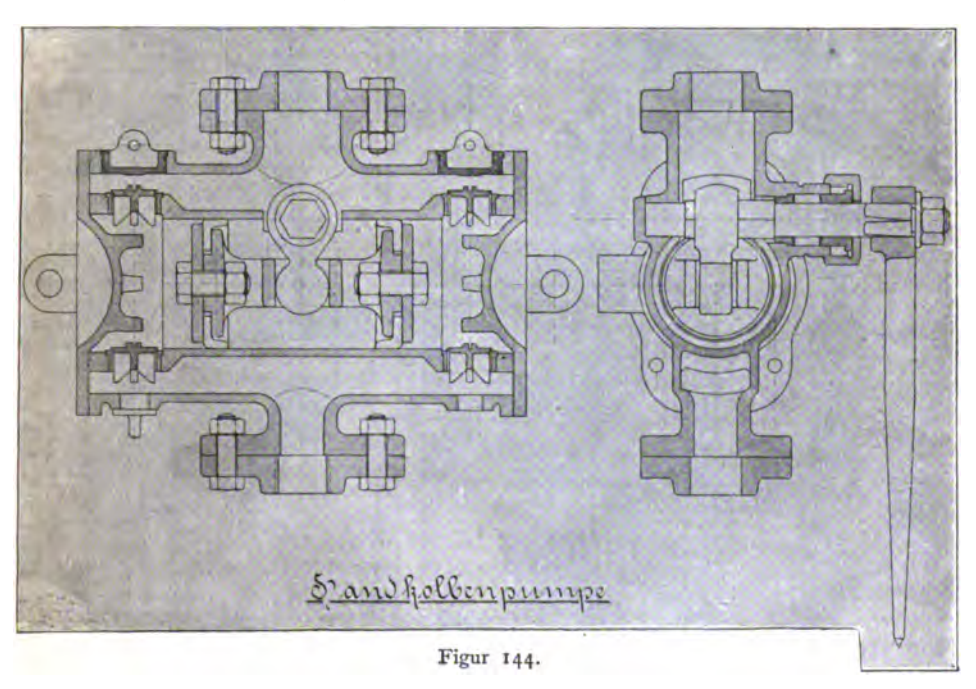
Figur 143.

Letztere Pumpe läßt auch die beiden in die Saug- und Druckleitung vor bezw. hinter dem Ventile eingeschalteten, im oberen Teile mit Luft gefüllten Windkessel, geschlossene birnenförmige Behälter, erkennen, welche Stöße in den Saug- und Druckleitungen aufnehmen sollen.

Die Ausführung einer doppeltwirkenden, liegenden Plungerpumpe mit Riemenantrieb ist aus Figur 143 zu erkennen, bei welcher die beiden Saugventile einen

gemeinschaftlichen Saugwindkessel haben und die beiden Druckventile durch ein gegabeltes Verbindungsrohr mit dem gemeinschaftlichen Druckwindkessel verbunden sind.

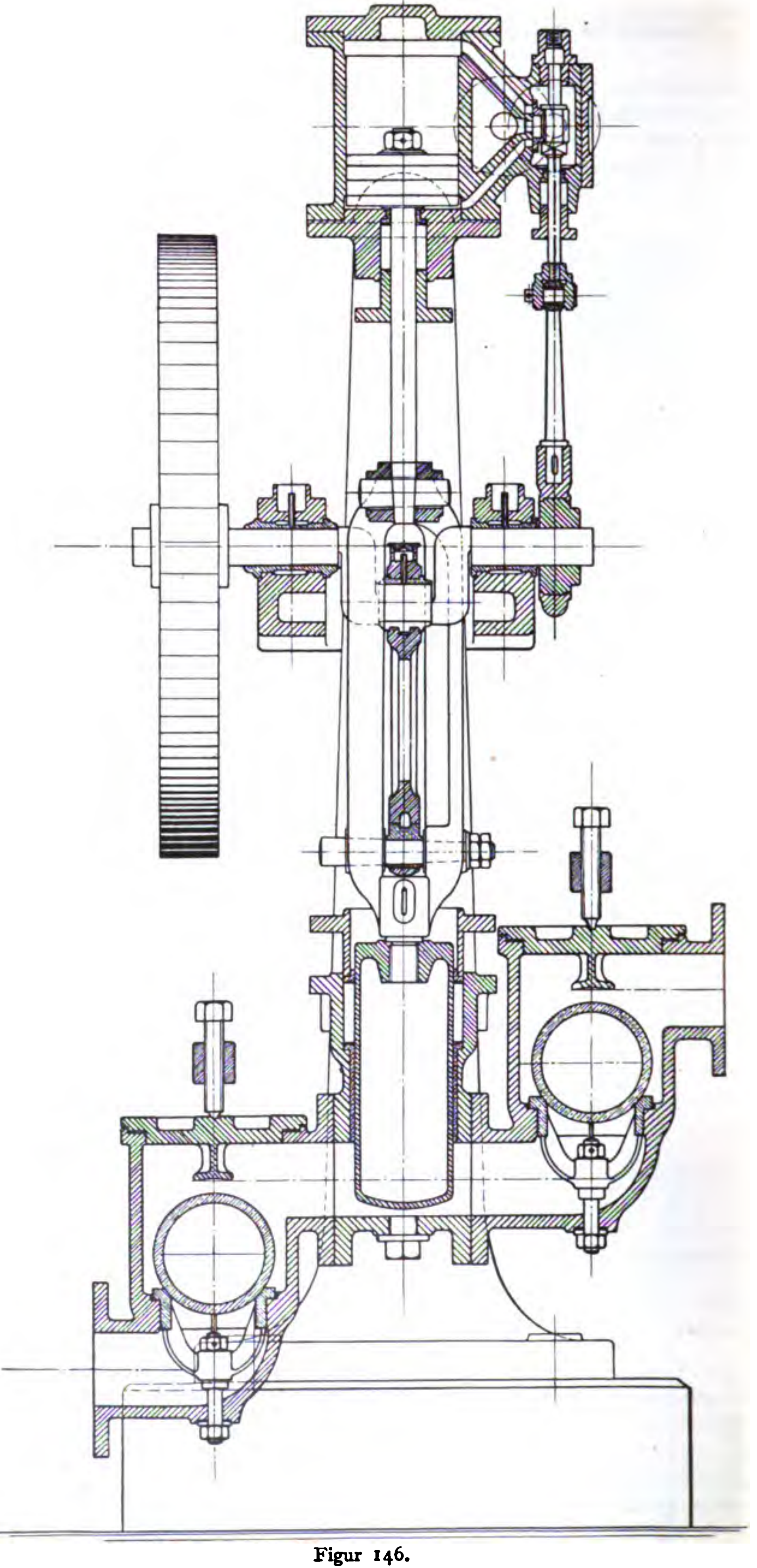
Diese Pumpen werden in folgenden Hauptabmessungen von der Firma A. L. G. Dehne in Halle a/S. gebaut.



Figur 144.

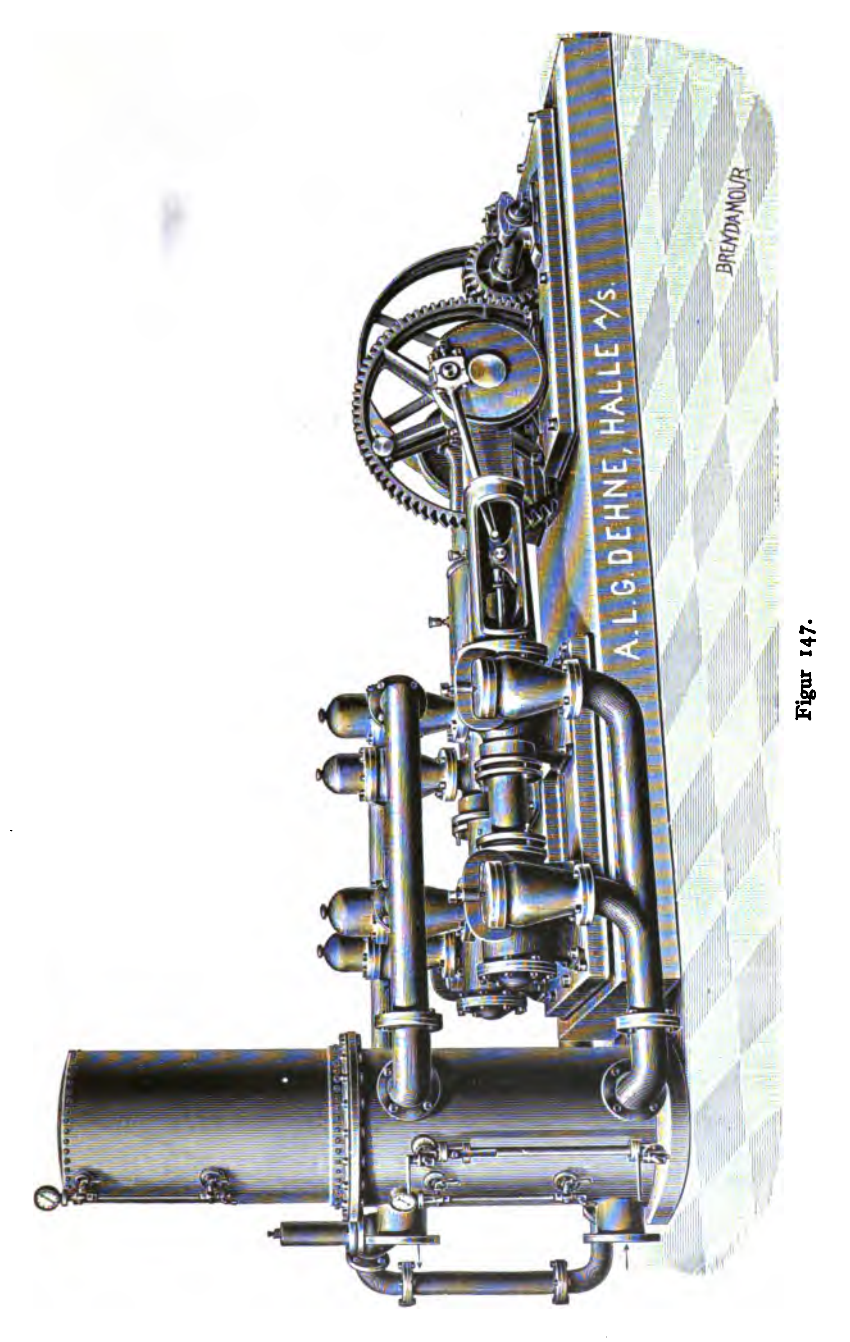
Figur 145.

Plunger-durchmesser mm	Hub mm	Maximale Leistung in der Stunde Liter	Tourenzahl in der Minute	Durchmesser der Saug- und Druckrohre mm	Durchmesser der Riemenscheibe mm	Preis etwa in Mark
50	130	2400	90	30	500	420
80	200	6600	60	50	800	770
100	250	12000	60	60	1000	960
150	350	30000	45	100	1500	1730
200	500	60000	35	150	2000	3420



Figur 146.

Eine einfache Handkolbenpumpe mit innerem Hebelantrieb der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal stellt Figur 144, eine liegende einfach wirkende Plungerpumpe derselben Firma Figur 145 und eine stehende



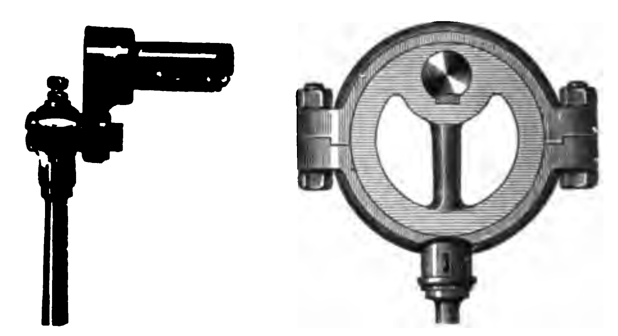
Figur 147.

Plungerpumpe mit darüberliegendem Dampfzylinder Figur 146 dar, deren Anordnungen ohne weiteres verständlich sind.

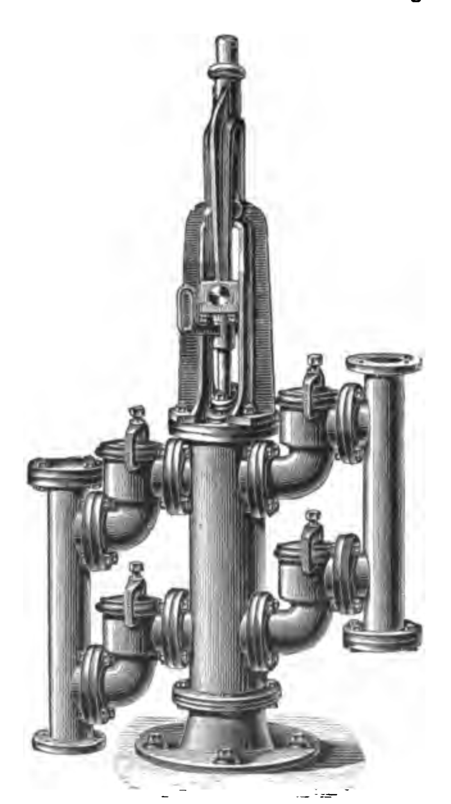
Die Ausführung einer liegenden Zwillingspumpe für Riemenbetrieb mit Rädervorgelege und mit Druckwassersammelbehälter zeigt Figur 147, welche ohne

weiteres nach dem Vorhergehenden verständlich ist. Dieselbe eignet sich namentlich zum Fördern von Flüssigkeiten bei solchen Anlagen, wo Transmissionsbetriebe, Wasserkraft oder elektrischer Antrieb zum direkten oder indirekten Betrieb der Vorgelegswelle vorhanden ist.

Die in Figur 140, p. 191, dargestellte Scheibenkolbenpumpe ist doppeltwirkend;



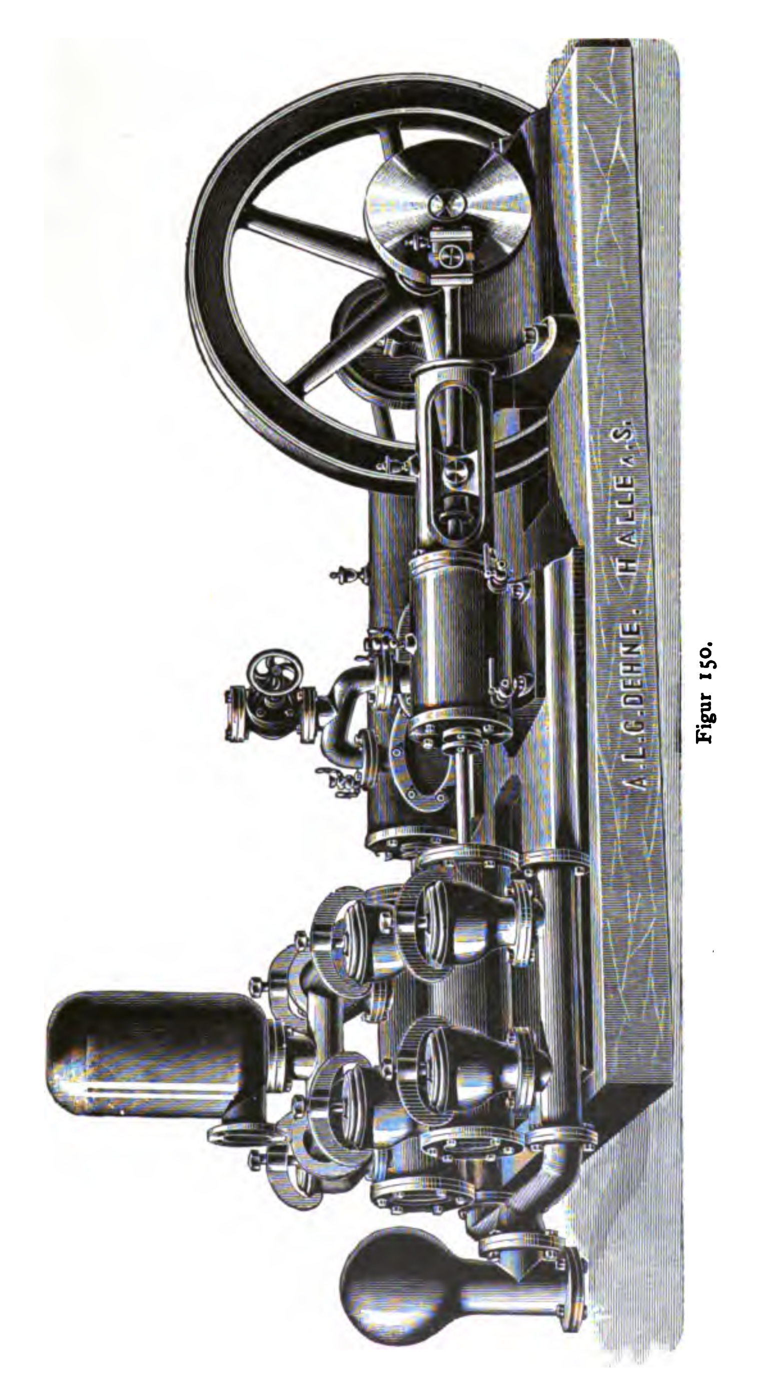
Figur 148.



Figur 149.

auf der linken Seite derselben befinden sich die beiden Saugventile, auf der rechten die beiden Druckventile, welche je gemeinschaftlich an ein Saug- bezw. Druckrohr angeschlossen sind. Diese Pumpen haben für geringere Förderhöhe Gummiklappen, für größere Förderhöhen Metallventile. Die äußere Anordnung derselben, sowie der Antrieb durch ein Exzenter bezw. eine Kurbel ist aus den Figuren 148 und 149 zu ersehen. In liegender Anordnung ist eine solche

doppeltwirkende Dampfkolbenzwillingspumpe, welche demnach vier Saugventile und vier Druckventile, dagegen nur je einen gemeinschaftlichen Saug- und



Figur 150.

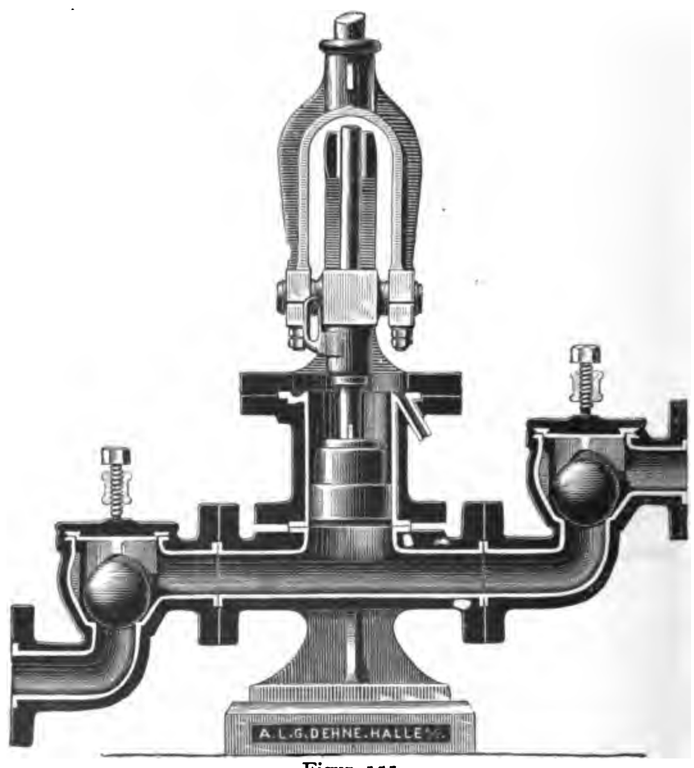
Druckwindkessel besitzt, in Figur 150 dargestellt. Die Abmessungen, Tourenzahlen und Leistungen dieser von A. L. G. Dehne in Halle a/S. ausgeführten Pumpen sind aus der folgenden Tabelle zu ersehen.

Preise der liegenden doppelten Dampfkolbenpumpen.

Durchmesser der Pumpenzylinder mm	Durchmesser der Dampfzylinder mm	Kolbenhub mm	Preise der Pumpen Figur 150 Mark	Preise der Windkessel Mark	Maximal-Tourenzahl pro Minute	Maximal-Leistung pro Stunde cbm	Weite der Anschlußrohre mm	Gewicht ca. kg
150	175	300	2900	125	45	50	150	3500
	250		3040					
175	200	350	3900	150	40	70	175	5000
	300		4100					
200	250	400	5000	200	40	108	200	6800
	350		5300					
250	300	500	7400	300	38	200	250	11500
	400		7900					
300	350	600	—	—	30	270	300	—

In derselben gelten die oberen Zahlen für geringere Dampfdrücke, etwa bis 4 Atm., die unteren für hohe Dampfdrücke.

Für die chemische Industrie von besonderer Bedeutung sind die sogenannten Säurepumpen, bei welchen es sich um das Fördern von klaren

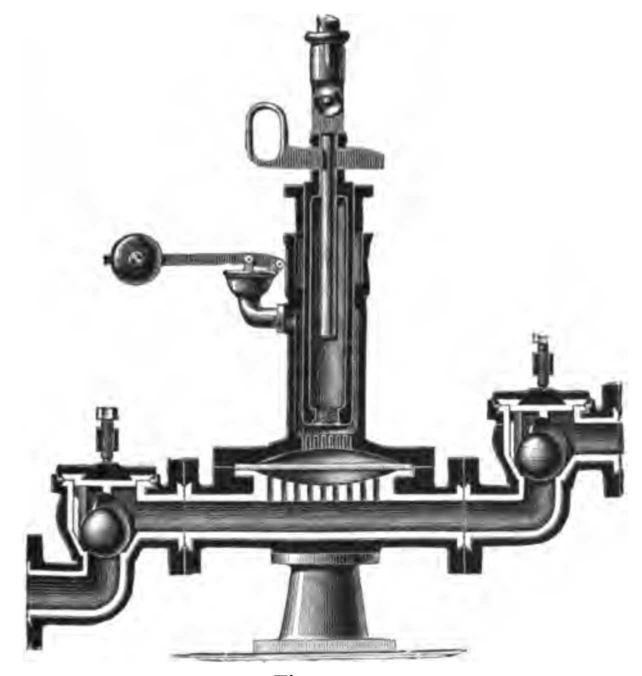


Figur 151.

Säuren in großen Mengen bis auf 10 m Höhe handelt. Die mit der Säure in Berührung kommenden Teile werden hierbei nach Bedarf mit Blei, Zinn oder Hartgummi ausgefüttert, wie es in Figur 151, welche den Vertikalschnitt einer solchen Pumpe wiedergibt, durch die innere weiße Randlinie dargestellt ist. Wie

ersichtlich sind Stoffbüchsen bei dieser Pumpe vollständig vermieden, da eine gute dauernde Verpackung derselben bei Säuren nicht möglich wäre. Der Kolben selbst wird durch eine Gummimanschette gegen die von unten mit ihm in Berührung kommende Säure abgedichtet. Als Ventile dienen Kugeln aus Hartgummi.

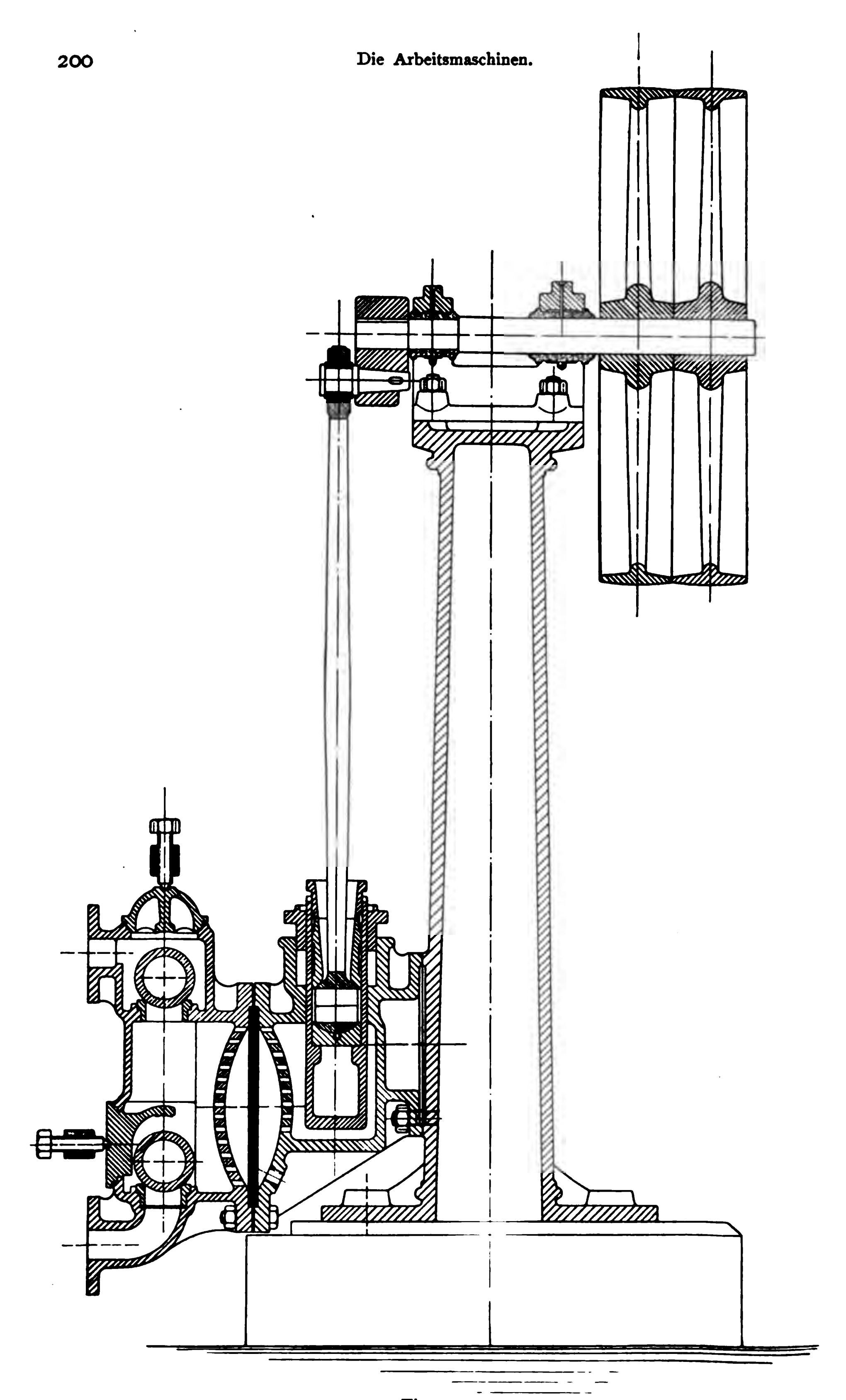
Handelt es sich jedoch um höhere Drucke als 10 m oder 1 Atm., so wendet man für den gleichen Zweck mit Vorliebe die sogenannten Membranpumpen an, bei welchen der Plungerkolben von der zu pumpenden Flüssigkeit durch eine elastische Membrane, meist aus Gummi, getrennt ist, so daß eine mechanische oder chemische Einwirkung der Flüssigkeit auf den metallischen Kolben vollständig ausgeschlossen ist. Diese Membranpumpen sind daher speziell für solche Flüssigkeiten geeignet, welche stark ätzend sind, feste Bestandteile oder chemische



Figur 152.

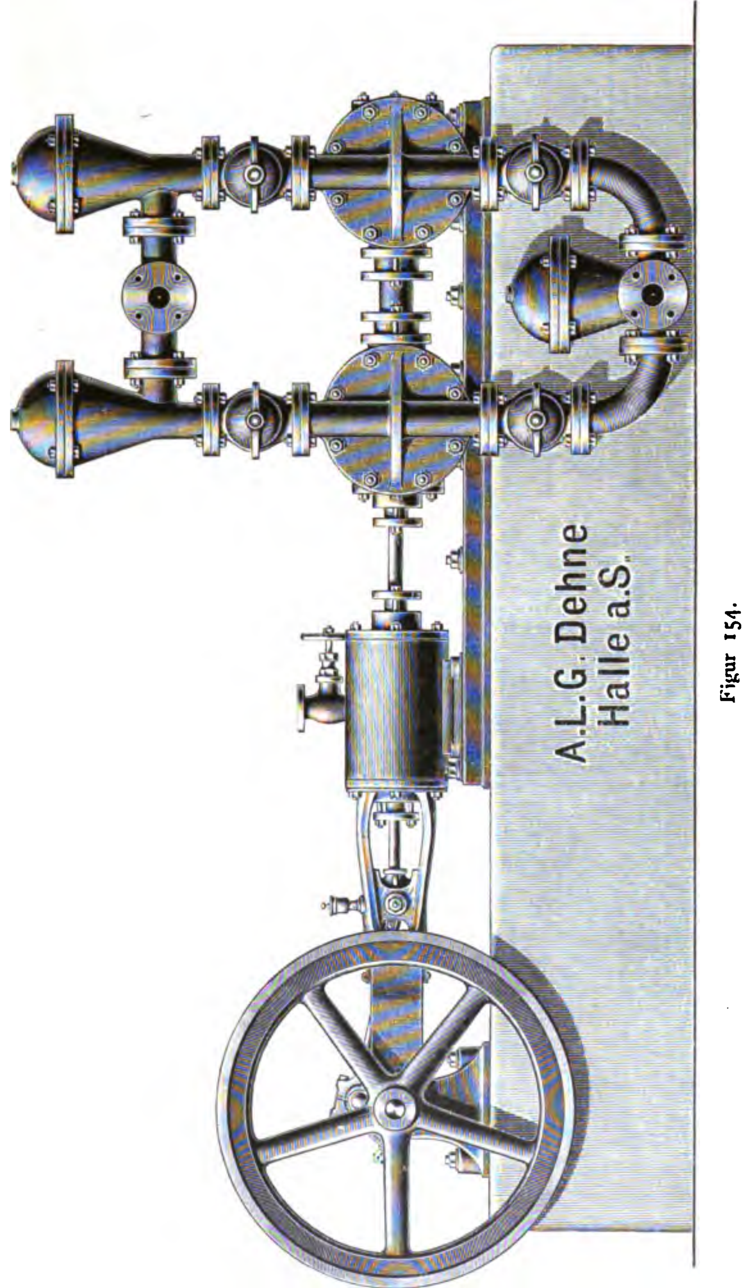
Niederschläge mitführen und die arbeitenden Teile einer gewöhnlichen Plungerpumpe schnell zerstören würden.

Durch Auf- und Niedergang des Kolbens, Figur 152, wird die Membrane in ihrem Gehäuse nach oben bezw. nach unten bewegt und hierdurch in dem unter ihr befindlichen Raume durch die im Boden befindlichen Öffnungen beim Aufgange Säure angesaugt, beim Niedergange fortgedrückt. Auch hier sind als Ventile Hartgummikugeln in Gebrauch. Zur Inbetriebsetzung dieser Pumpe muß der Zylinder derselben mit Wasser gefüllt werden, welches auch fortwährend in dem oberen Zylinder der Membranpumpe verbleiben muß. Während des Füllens durch das mit einem Sicherheitsventil versehene, in der Figur dargestellte Füllventil muß der Kolben ganz in den Zylinder hineingeschoben werden und hierbei der Deckel des Saugventils abgenommen sein. In dieser Stellung wird das Wasser nach Anheben des Gewichtshebels und Öffnen des Füllventilchens in den Zylinder eingegossen, bis das Ventil bis zum Rande gefüllt ist. Nur hierdurch ist es möglich, daß beim Auf- und Niedergang des Plungerkolbens die Membran den Bewegungen desselben genau folgt. Die Ausführung einer solchen Pumpe



Figur 153.

mit stehender Membran der obengenannten Firma KLEIN, SCHANZLIN & BECKER zeigt Figur 153 im Schnitt. Auch hier sind Gummikugeln als Ventile angewandt.



Figur 154.

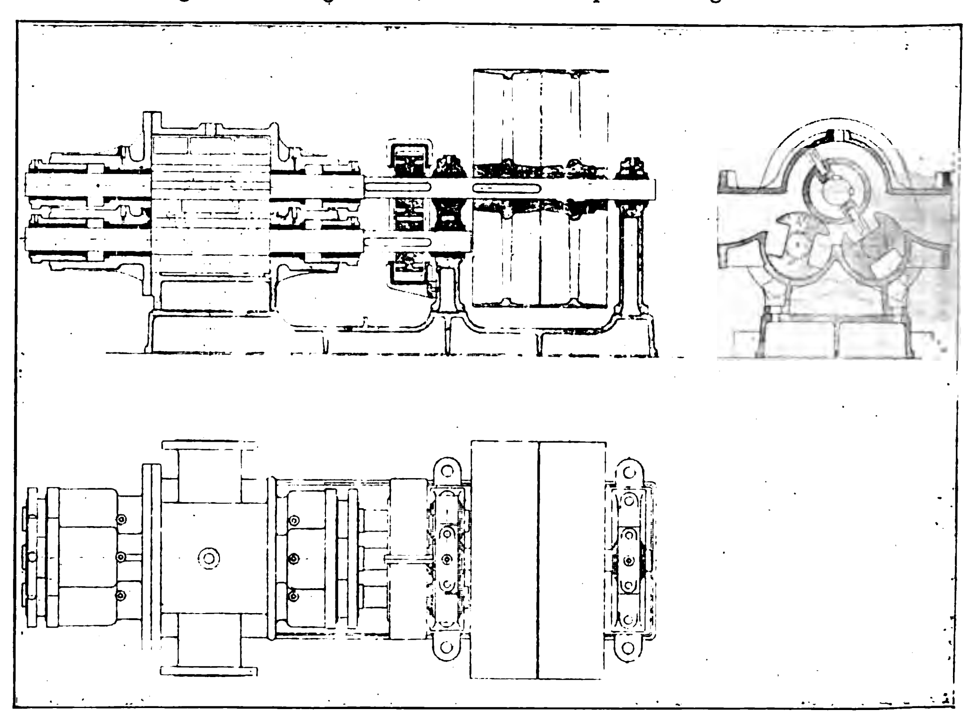
Diese Pumpen werden in größerem Maßstabe als doppeltwirkende, liegende Pumpen ausgeführt und zeigt eine solche Anordnung Figur 154.

Die Leistungen, Abmessungen und Preise dieser Pumpen der Firma DEHNE sind aus der nachstehenden Tabelle zu ersehen.

Mod. MMD Nr.		Durchmesser des Pumpenkolbens mm	Durchmesser des Dampfzylinders mm	Hub mm	Preis der Pumpe: mit Unterteil und Ventilen in Eisen Mark	mit Unterteil und Ventilen in Bronze Mark	mit Unterteil u. Ventilen ausgeführt mit Blei Mark	mit Zinn Mark	mit Hartgummi Mark	Maximal-Leistung pro Stunde Liter	Tourenzahl pro Min.	Durchmesser der Saug- und Druckrohre mm	Gewicht total ca. kg
3	a	50	80	130	800	1010	940	1180	1120	2000	80	30	600
	b		100		Mehrpreis 30 Mark								
4	a	65	100	160	970	1260	1170	1500	1370	3600	70	40	850
	b		125		Mehrpreis 35 Mark								
5	a	80	125	200	1230	1660	1430	1860	1680	5800	60	50	1250
	b		150		Mehrpreis 40 Mark								
6	a	100	150	250	1610	2220	1890	2400	2290	9400	50	60	1850
	b		200		Mehrpreis 50 Mark								
7	a	125	175	300	2110	2850	2450	3370	2950	14000	40	80	2850
	b		250		Mehrpreis 70 Mark								
8	a	150	200	350	2930	3880	3450	4700	4050	18000	30	100	4150
	b		300		Mehrpreis 100 Mark								

B. Die Kapselpumpen.

Bei denselben sind in einem geschlossenen Gehäuse, der Kapsel, zwei oder drei Flügelwalzen angeordnet, deren Wellen parallel liegen und außen Zahn-



Figur 155.

räder tragen, mittels deren sie mit gleichen oder den Flügelzahlen der Walzen entsprechenden Tourenzahlen angetrieben werden. Durch die miteinander

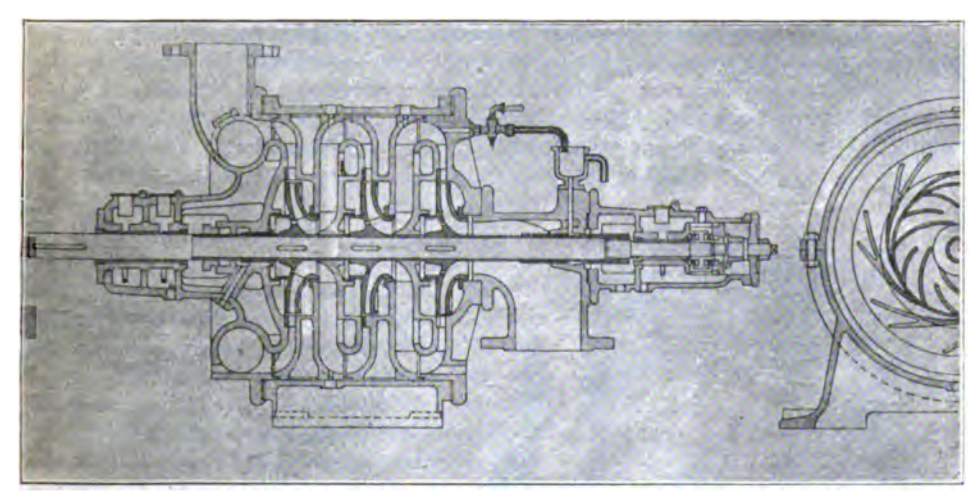
kämmenden Flügel wird die Flüssigkeit auf der einen Seite der Kapsel angesaugt und auf die andere (Druck-)Seite hinüber gefördert.

Man unterscheidet solche Pumpen mit zwei oder drei Walzen. Eine Ausführung der letzteren Art, bei welcher die obere Walze die eigentliche Förderwalze ist, die beiden unteren Walzen dagegen zur Abdichtung der Flügelwalze und zum Durchlassen der Flügel der ersteren bei der Rückkehr von der Druck- zur Saugseite dienen, ist in Figur 155 dargestellt. Sie zeigt eine Ausführung der mehrgenannten Firma KLEIN, SCHANZLIN & BECKER in Frankenthal i/Pfalz.

Bei Kapselpumpen mit nur zwei Flügeln muß die Verzahnung der Flügel so konstruiert sein, daß die Zähne der einen Flügelwalze mit den Lücken der anderen Walze genau ineinander arbeiten. Diese Pumpen eignen sich ganz besonders für dickflüssige, zähe, breiige Massen und ölartige teerige Flüssigkeiten. Indessen sind hohe Drücke mit ihnen nicht zu erzielen.

C. Die Zentrifugal- oder Kreiselpumpen.

Bei ihnen wird durch ein, in einem Gehäuse mit großer Geschwindigkeit umlaufendes, mit radialen, geraden oder krummen Schaufeln versehenes Flügelrad die einseitig oder doppelseitig in achsialer Richtung eintretende Flüssigkeit nach der Peripherie des Rades geschleudert und in einen, nach dem Austrittsstutzen hin sich meistens allmählich erweiternden Sammelraum oder Druckkanal aufgefangen und zur Austrittsöffnung geleitet.



Figur 156.

In neuerer Zeit werden diese Pumpen, um hohe Drücke erzielen zu können, als mehrstufige, hintereinander geschaltete Pumpen ausgeführt und ist eine solche in Figur 156 nach Ausführung der vorstehend genannten Firma in Längs- und Querschnitt dargestellt. Bei derselben sind drei Schaufelräder vorhanden und wird die Flüssigkeit dem mittleren Rade vom ersten Rade durch den ringförmigen Umlaufkanal zugedrückt, von diesem dem dritten Rade und von diesem in den Auslaufkanal und Auslaufstutzen gefördert. Diese Pumpen werden für Druckhöhen bis zu 500 m ausgeführt.

II. Die Druckluftflüssigkeitsheber.

Während bei den vorbesprochenen Pumpen zur Förderung der Flüssigkeit stets ein in einem geschlossenen Gehäuse befindlicher fester Körper diente, durch dessen Bewegung in geradliniger, schwingender oder umlaufender Richtung die

Flüssigkeit verdrängt wurde, somit also stets eine äußere Kraft erforderlich war, durch welche die Kolbenstange des Pumpenkolbens, oder die Welle der umlaufenden Räder bewegt wurde, diese Pumpen also stets eine vorhandene Dampfmaschinenanlage, Transmissionsanlage oder einen Elektromotor und elektrische Kraftleitung voraussetzten, hat die nachfolgende Klasse den großen Vorzug, von einer jeden solchen Betriebsanlage unabhängig zu sein, da dieselbe zu ihrem Betriebe nur Druckluft, Druckgas, Dampf oder unter Dampf stehendes Wasser, Preß- oder Druckwasser, benötigt. Diese Pumpen können daher überall dort Anwendung finden, wo zwar ein Dampfkessel vorhanden ist, eine Betriebsmaschine jedoch fehlt oder wo Druckluft bezw. Druckwasser zur Verfügung steht.

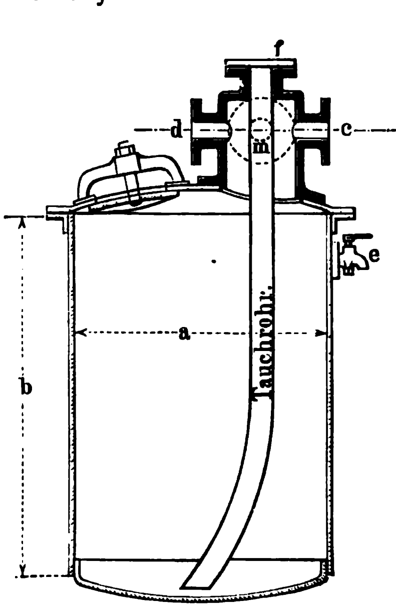
Dieselben zerfallen, wie bereits oben erwähnt, in zwei Hauptklassen:

A. Die Druckluft-, oder Druckgas-, oder Dampfflüssigkeitshebevorrichtungen meistens Druckfässer genannt, bei welchen der auf einer abgeschlossenen Flüssigkeitsmenge lastende Überdruck zur Fortbewegung derselben dient.

B. Solche Vorrichtungen oder Apparate, bei welchen durch einen mit großer Geschwindigkeit aus einer Öffnung, Mündung, Düse ausströmenden Gas- oder auch Flüssigkeitsstrahl (meistens Dampf, Druckluft oder Druckwasser) die zu fördernde Flüssigkeit angesaugt und fortgeschafft wird, Strahlapparate, Injektoren.

Druckfässer.

In der chemischen Industrie kommen am häufigsten zur Anwendung die Flüssigkeitshebevorrichtungen, welche durch Druckluft betrieben werden und sich namentlich zum Heben und zur Förderung von Säuren, Laugen, Zuckersäften usw. eignen. Diese Vorrichtungen sind auch unter dem Namen Montejus bekannt. Die Einrichtung und Wirkungsweise eines einfachen Montejus der Firma A. L. G. Dehne in Halle a/S. ist aus Figur 157 zu ersehen. Dasselbe besteht aus einem aus Eisen, Stahlblech oder Kupferblech hergestellten zylindrischen Gefäß, welches auf seinem Deckel einen Rohrstutzen für den Ein- und Austritt der zu fördernden Flüssigkeit, sowie für den Ein- und Austritt der Druckluft besitzt. Außerdem befindet sich im Deckel ein sogenanntes Mannloch, mittels dessen das Gefäß befahren und gereinigt werden kann und endlich ein Lufthahn *e*, mittels dessen der Druck aus dem Inneren des Gefäßes abgelassen werden kann und endlich ein auf dem Deckel angebrachtes Manometer.



Figur 157.

Die Wirkungsweise des Apparates ist folgende. Ist im Inneren Luft von atmosphärischem Druck vorhanden, so wird durch die bei *m* anschließende Zuflußleitung von einem etwas höher aufgestellten Gefäße die zu fördernde Flüssigkeit eingelassen, bis dieselbe das Gefäß vollständig gefüllt hat. Die im Inneren befindliche Luft kann durch einen bei *c* angebrachten Entlüftungshahn entweichen. Hierauf wird nach dem Füllen letzterer geschlossen und die Druckluft durch Öffnen des bei *d* angeschlossenen Hahnes oder Ventiles eingelassen, wodurch die im Inneren befindliche Flüssigkeit durch das Tauchrohr und die bei *f* anschließende Druckleitung entfernt wird. Da das

Tauchrohr bis nahe an den Boden des Gefäßes reicht, so kann fast der ganze Inhalt desselben entleert werden.

Die Ausführungen dieser Apparate seitens der oben genannten Firma sind aus der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Für 5 Atm. Überdruck.

Nr.		1	2	3	4	5	6	7	8
Inhalt . . . . Liter		500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000
Durrchmesser . . . mm	a	900	900	950	1100	1200	1400	1570	1600
Höhe . . . . „	b	900	1200	1410	1580	1770	1940	2060	2500
Masse-Eintritt . . . „	m	50	50	50	65	65	65	80	80
Masse-Austritt . . . „	f	50	50	50	65	65	65	80	80
Luft-Eintritt. . . . „	d	25	25	30	30	40	40	50	50
Luft-Austritt . . . . „	c	25	25	30	30	40	40	50	50
Probierhahn . . . . „	e	20	20	20	20	25	25	25	25
Ungefähres Gewicht . . kg		540	600	700	860	1000	1350	1750	2500

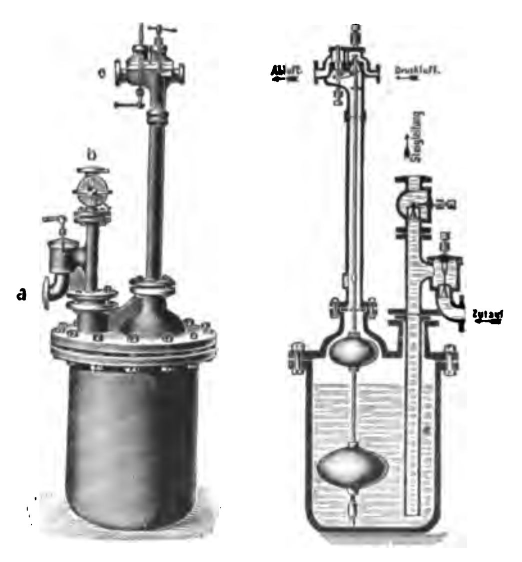
Zur Lieferung gehören: Je ein Ventil oder Hahn für Masse-Ein- und Austritt, für Luft-Ein- und Austritt, ein Manometer, ein Mannloch, ein Tauchrohr und ein Probierhahn.

Montejus aus Kupfer oder mit Blei ausgekleidet werden gleichfalls geliefert.

In normaler Ausführung wird der obere Boden aufgenietet, aufgeschraubt wird er nur auf besonderen Wunsch.

Der Nachteil dieser Apparate ist der, daß nach jedesmaliger Charge oder jedesmaliger Entladung durch den Maschinenwärter die Hähne bezw. Ventile umgestellt werden müssen.

Um dies zu vermeiden, sind sogenannte selbsttätige oder automatische Montejus oder Druckfässer zur Anwendung gebracht worden, bei welchen durch von der im Gefäße auf- und niedersteigenden Flüssigkeit bewegte Schwimmkugeln und Schwimmblasen die selbsttätige Umsteuerung der Druckluft-Zu- und -Ableitung bewirkt wird. Die Ausführung eines solchen selbsttätigen Druckfasses der Firma Gießerei und Maschinenfabrik Oggersheim PAUL SCHÜTZE & Co. in Oggersheim (Pfalz), ist in Figur 158 in der äußeren Ansicht und Figur 159 im Querschnitt dargestellt. Die Wirkungsweise desselben ist folgende.



Figur 158. Figur 159.

Wenn die zu hebende Flüssigkeit bei *a* in den Apparat eintritt, umspült dieselbe zuerst den unteren Schwimmer, dessen Auftrieb 3 kg mehr beträgt, als das Eigengewicht des ganzen Schwimmers. Der Schwimmer drückt nun mit 3 kg gegen das Luftventil *e*, was aber nicht genügt, um dasselbe zu öffnen. Erst wenn die zulaufende Flüssigkeit den oberen Schwimmerteil erreicht hat und der Auftrieb desselben größer wird als der auf dem Luftventil lastende Druck, öffnet sich dasselbe. Die Luft, welche während des Flüssigkeitszulaufes verdrängt wird, entweicht durch das Abluftventil, welches sich von selbst schließt, wenn das Luftventil sich öffnet. Die Flüssigkeit wird nun durch das

Steigrohr fortgedrückt, wobei das Luftventil von dem unteren Schwimmerteil solange offen gehalten wird, bis das Niveau der Flüssigkeit so weit gefallen ist, daß der Auftrieb des unteren Schwimmerteiles kleiner wird als sein Eigengewicht. Der Schwimmer fällt nun zurück und die Luft entweicht durch das Abluftventil; wenn die Spannung im Fasse gefallen ist, öffnet sich das Rückschlagventil *a* und der Zulauf beginnt von neuem. Der Auftrieb des oberen Schwimmerteiles ist so bemessen, daß der Druck auf dem Luftventil von 2—5 Atm. variieren kann. Je größer der Druck auf das Luftventil ist, desto mehr taucht der obere Schwimmerteil ein.

Die Entfernung der beiden Schwimmerteile hängt von der Förderhöhe und der Luftspannung ab, da durch diese eventuell der jeweilige Expansionsgrad bestimmt wird.

§ 3. Maschinen zur Ortsveränderung gasförmiger Körper, Gebläse und Luftpumpen.

Während bei den im vorigen Paragraphen besprochenen Maschinen tropfbare Flüssigkeiten gefördert werden sollten, ist der Zweck dieser Arbeitsmaschinen die Ortsveränderung luftförmiger oder gasförmiger Körper. Infolge der Elastizität derselben ist jedoch jede Ortsveränderung auch mit einer Druckveränderung oder Drucksteigerung verbunden, die erstere ohne eine solche also nicht ausführbar. Man bezeichnet ganz allgemein alle Maschinen, welche eine Orts- und Druckveränderung von Luft und Gasen bezwecken, mit dem Namen Gebläse; in der chemischen Industrie können diese Maschinen im wesentlichen folgenden Hauptzwecken dienen.

Für alle Verbrennungszwecke ist die Zufuhr reichlicher Luftmenge erforderlich und sind hierfür die verschiedenartigsten Gebläse, welche jedoch stets Luft mit einem bestimmten Überdruck liefern müssen, in Anwendung. Ein weiterer Zweck kann die Absaugung von Luft, Wasserdampf oder Gasen aus geschlossenen Gefässen sein, um in denselben einen möglichst geringen Druck oder ein möglichst hohes sogenanntes Vakuum zu erzeugen. Hierfür werden in außerordentlich zahlreicher, verschiedenartigster Ausführung die sogenannten Luft- oder Vakuumpumpen verwendet. Einen ähnlichen Zweck befolgen die Absaugevorrichtungen für die schädlichen Gase, welche sich in den chemischen Betrieben entwickeln.

Ein dritter Verwendungszweck der genannten Maschinen ist die Herstellung hochgespannter Luft, sogenannter Druck- oder Pressluft, welche, wie im Früheren ausgeführt, zum Fördern und Heben von Flüssigkeiten aller Art Anwendung findet. Hierzu dienen besonders die sogenannten Luftverdichter oder Luftkompressoren.

Bezüglich der Wirkungsweise der genannten Maschinen kann man im wesentlichen vier große Hauptklassen derselben unterscheiden, welche den Hauptklassen der zur Förderung von tropfbaren Flüssigkeiten dienenden Maschinen genau entsprechen und zwar:

A. Die Kolbengebläse, bei welchen die Luft durch einen massiven hin- und hergehenden Kolben bewegt wird.

B. Die Kolbengebläse mit einem oder mehreren rotierenden Kolben, auch Kapselgebläse genannt.

C. Die Zentrifugal- oder Schleudergebläse, bei welchen die Luft vermöge der ihr durch rasch umlaufende Flügel oder Schaufeln erteilten Zentrifugalkraft bewegt wird. Zu dieser Klasse können auch die sogenannten Schraubengebläse gerechnet werden, bei welchen die Luft durch rasch umlaufende, schraubenförmig gestaltete Flügel bewegt wird. Der Unterschied beider liegt jedoch darin, daß bei den ersteren die Luft im Gebläse eine Bewegungsumkehr

und Ablenkung nach außen erfährt, während sie bei den letzteren in nahezu parallelen Luftstrahlen in der Richtung der Drehachse ein- und austritt.

D. Die Druckflüssigkeitsapparate, bei welchen analog den entsprechenden Vorrichtungen zur Förderung von tropfbaren Flüssigkeiten das Absaugen bezw. Fortschaffen von Luft und Gasen ohne Verwendung eines von außen angetriebenen festen Körpers entweder durch einen stetig wirkenden Gas-, Luft-, Dampf- oder Flüssigkeitsdruck bewirkt wird, oder nach Analogie der Strahlpumpen durch einen bewegten, mit großer Geschwindigkeit aus einer Mündung ausfließenden Dampf-, Wasser- oder Druckluftstrahl das Ansaugen und Fortschaffen der zu fördernden Gase geschieht.

A. Die Kolbengebläse.

1. Die Gebläse für metallurgische Zwecke.

Die weitaus größte Anwendung findet die komprimierte Luft zur Erzeugung einer lebhaften Verbrennung in vielen Hüttenprozessen, so namentlich zum Schmelzen der Erze in den Hochöfen, dem Umschmelzen des Roheisens in Kupolöfen zum Zweck der nachfolgenden Entkohlung durch den Bessemerprozeß, sowie zur Unterhaltung der Verbrennung bei letzterem. Die Luftmengen, welche diese Prozesse benötigen, sind so groß, daß zu ihrer Beschaffung die größten Maschinen sowohl hinsichtlich der äußeren Anordnung als auch bezüglich ihres Kraftbedarfes erforderlich sind. In letzterer Hinsicht werden dieselben nur übertroffen von den großen Dampfschiffs- und Wasserhaltungsmaschinen, während jedoch keine dieser Maschinengattungen sich in der Größe der Zylinder und des ganzen Raumbedarfes, sowie bezüglich des fast überwältigenden Eindruckes mit ihnen messen kann. Es kommen bei diesen Gebläsen Zylinder bis zu 3 m Durchmesser und ähnlich großem Hube vor, und sind solche von $2—2^1/_2$ m Durchmesser sehr vielfach zu finden.

Diese Dimensionen erscheinen jedoch nicht übermäßig groß, wenn man die Luftmengen erwägt, welche die erwähnten Schmelzöfen zur Unterhaltung ihres Betriebes erfordern.

Für einen Hochofen, welcher täglich mit 100 t Koks aus 330 t Möllerung 110 t Roheisen ausschmilzt, ist eine mehr als fünffache Luftmenge, nämlich 520 t Luft erforderlich, „eine Menge, die, wenn Luft auf Eisenbahnwagen geladen könnte, zwei schwere Lastzüge füllte“.[1]

Nach Wedding[2] berechnet sich die Windmenge eines Hochofens folgendermaßen. Für eine tägliche Produktion des Ofens von 100 t gleich 100 000 kg Roheisen sind pro 100 kg Roheisen 90—150 kg Koks für weißes, bezw. 100 bis 200 kg Koks für graues Eisen erforderlich, welche pro 100 kg 600 kg Luft von 0,25 Atm. Überdruck zu ihrer Verbrennung bedürfen. Demnach sind pro Tag 540 000—1 200 000 kg Luft, je nach der Art des herzustellenden Roheisens, dem Ofen zuzuführen. Hieraus ergibt sich die Luftmenge in cbm durch Einführung des spez. Gew. $\gamma = 1{,}2936$ kg pro cbm zu $Q = \frac{540\,000}{1{,}2936} = 417\,500$ bis 927 650 cbm in 24 Stunden oder $Q_1 = 4{,}83—10{,}74$ cbm pro Sekunde. Dies ist die von der Maschine zu liefernde Luftmenge im komprimierten Zustande, woraus sich die von der Maschine pro Sekunde anzusaugende Luftmenge je nach der Größe des Überdruckes noch beträchtlich größer berechnet.

Nach Dürre[3] haben vielfach angestellte Berechnungen aus den Analysen

[1] Gemeinfaßliche Darstellung des Hüttenwesens. Herausgegeben vom Verein deutsch. Eis.-Hüttenleute. Düsseldorf. 1889. p. 16. — [2] Siehe Taschenbuch der „Hütte“. 15. Aufl. II. p. 451 u. 456. — [3] Dürre, Anlage und Betrieb der Eisenhütten. 2. p. 41, 49, 72 ff.

der Rohmaterialien und Hochofenprodukte den Luft- oder Windbedarf ergeben und seien einige derselben hier angeführt:

	Hochofenwerke	Windmenge in kg p. 1000 kg Roheisen
1.	Clarence bei Middlesborough	6543
2.	do.	5193
3.	Ormesby bei Middlesborough	4897
4.	Cousex bei Durham	5071
5.	do.	3571
6.	Providence bei Charleroi	5108
7.	Hörde i. Westf.	5838,5

Man kann hiernach im Maximum 6,5 kg, im Mittel 5,5 kg Wind pro kg Roheisen rechnen, woraus die stündlich anzusaugende Windmenge in cbm von atmosphärischem Druck durch Umrechnung leicht zu ermitteln ist, wenn die stündliche Produktion des Hochofens bekannt ist.

Die Größe des Überdruckes der komprimierten Luft schwankt je nach der Höhe des Hochofens, der Beschickung und der Lagerung des Materiales in demselben, sowie je nach der Länge der Luftleitung und der Beschaffenheit der zur Vorwärmung der Luft angewandten Winderhitzungsapparate zwischen 0,06 bis 0,1 m Quecksilbersäule im Hochofen, 0,184 m in den Düsen und ca. 0,2 m in den Leitungen oder dem sogenannten Regulator, einem größeren Luftsammelraum, in welchen die Luft vor dem Eintritt in den Hochofen gedrückt wird.

Für Bessemergebläsemaschinen sind diese Werte noch beträchtlich höher, weil die Luft in den Konvertern oder Birnen den ferrostatischen Druck des Eisens zu überwinden, d. h. das in der Birne enthaltene flüssige Eisen ganz zu durchdringen hat. Bei ihnen beträgt der Überdruck 1,5 Atm. beim sauren und bis zu 2 Atm. beim basischen oder Thomasprozeß.

Beide Umstände zusammen, die große von der Maschine zu liefernde Luftmenge und der, namentlich im letzteren Falle, große Kolbendruck, bedingen also sehr große und kräftig konstruierte Maschinen.

So verschiedenartig dieselben nun auch in ihrer äußeren Anordnung und ihrer Leistungsfähigkeit sein mögen, so ist doch allen die folgende typische Konstruktion und Wirkungsweise gemeinsam.

In einem gußeisernen, stehenden oder liegenden Zylinder befinden sich entweder in den Deckeln oder in besonderen, ringförmig den Zylinder einschließenden Kammern auf jeder Seite des Zylinders Lederklappen oder Ventile, von denen die größere Anzahl sich nach dem Inneren des Zylinders, die kleinere in einen Sammelkasten öffnet. Die ersteren bedecken die Saug- oder Einlaßöffnungen zum Einsaugen der Luft in den Zylinder, die letzteren verschließen die Druck- oder Auslaßöffnungen, durch welche hindurch die Luft in den Sammelkasten und von hier in die Luftleitungen gelangt.

Im Zylinder bewegt sich ein luftdicht abschließender Kolben hin und her, welcher durch die nach außen tretende Kolbenstange von irgendeiner Kraftmaschine, einem Wasserrade, oder in neuerer Zeit fast ausschließlich einer Dampfmaschine oder Großgasmaschine die zur Kompression und Verdrängung der Luft erforderliche Kraft empfängt.

Während auf der einen Zylinderseite die Luft angesaugt wird, findet auf der anderen Seite die Kompression derselben auf den erforderlichen Enddruck und das Verdrängen derselben aus dem Zylinder statt. Beim Rückgang des Kolbens erfolgen genau dieselben Vorgänge in den, den vorigen entgegengesetzten Zylinderräumen.

Die Unterschiede der einzelnen Maschinensysteme liegen in der äußeren Aufstellung, der Art und Weise des Antriebes, der Anzahl der Gebläse- und

Dampfzylinder, der Anordnung der Klappen oder Ventile und verschiedenen anderen Gesichtspunkten mehr.

Bezüglich des Enddruckes der Kompression unterscheiden sich, wie bereits vorher besprochen wurde, die Hochofengebläsemaschinen von den Bessemergebläsen, jedoch sind die hierdurch bedingten Konstruktionsänderungen keine so wesentlichen, daß die äußere Anordnung hierdurch beeinflußt würde. In neuester Zeit sind jedoch mit den letzteren Maschinen verschiedene Wandlungen vorgegangen, während sie früher genau nach dem Typus der Hochofenmaschinen gebaut wurden, weshalb ihre Besprechung gesondert von jener der Hochofengebläse vorgenommen werden soll.

Die Einteilung der Hochofengebläsemaschinen erfolgt am übersichtlichsten auf Grund ihrer äußeren Anordnung, und ist hierbei zunächst die Lage der Zylinderachse, ob lotrecht oder wagrecht, sodann die Art der Kraftübertragung von der Dampfmaschine auf das Gebläse, ob durch Balancier oder direkt, sowie die Art der Massenausgleichung und Hubbegrenzung, also die Anwendung eines Schwungrades oder der Fortfall eines solchen, und endlich die Anzahl der Luft- und Dampfzylinder als Unterscheidungsmittel anzusehen.

Die allgemeine Anordnung einer solchen Gebläsemaschine[1] für ein Hochofenwerk ist aus den Figuren 160—161 zu ersehen. Dieselben stellen die Maschine im Aufriß und Grundriß dar, während die Figuren 162 und 163 den Vertikallängsschnitt des Gebläsezylinders und die Anordnung der Windklappen in den Zylinderdeckeln zeigen. Die Maschine wurde im Jahre 1889 von der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz für die Julienhütte in Oberschlesien erbaut.

An beiden Zylinderenden sind besondere Saug- und Druckkammern angesetzt, deren erstere mit je einem trichterförmigen Saugstutzen unter das Maschinenfundament reichen, um von hier aus die durch gemauerte Kanäle zugeführte und daher möglichst abgekühlte Luft anzusaugen, deren letztere in ein gemeinschaftliches, schmiedeeisernes, durch Drosselklappe verschließbares Druckrohr münden, an welches die Windleitung anschließt.

Der freie Deckelquerschnitt ist in sechs gleichgroße Sektoren geteilt, deren vier zur Aufnahme der Saugklappen, zwei für die Druckklappen bestimmt sind. Jeder Sektor erhält sechs trapezförmige Lederkappen, welche in der Mitte an dem Deckel durch je drei Schrauben befestigt sind. Dieselben bedecken je acht bezw. zehn Saug- oder Drucköffnungen, deren Anordnung aus Figur 163 zu erkennen ist. Die beiden oberen Sektoren (Druckraum) sind durch Querrippen im Deckel gegen die vier unteren Sektoren (Saugraum) abgeschlossen. Das Verhältnis der Windklappenquerschnitte zum Zylinderquerschnitt ist $^1/_6$ bei den Saugklappen, $^1/_8$ bei den Druckklappen.

Über die sonstigen Konstruktionsverhältnisse ergab die Mitteilung der Fabrik folgendes:

Durchmesser der Dampfzylinder	1100 mm
„ „ Windzylinder	2350 mm
Gemeinschaftlicher Hub	1800 mm

Dimensionen der besonderen, 5 m unter Maschinenfußboden liegenden Kondensationsbetriebsmaschine:

Dampfzylinderdurchmesser	450 mm
Luftpumpenzylinderdurchmesser	550 mm
Gemeinschaftlicher Hub	680 mm

[1] von Ihering, „Die Gebläse". 2. Aufl. Berlin. 1903. Tafel III.

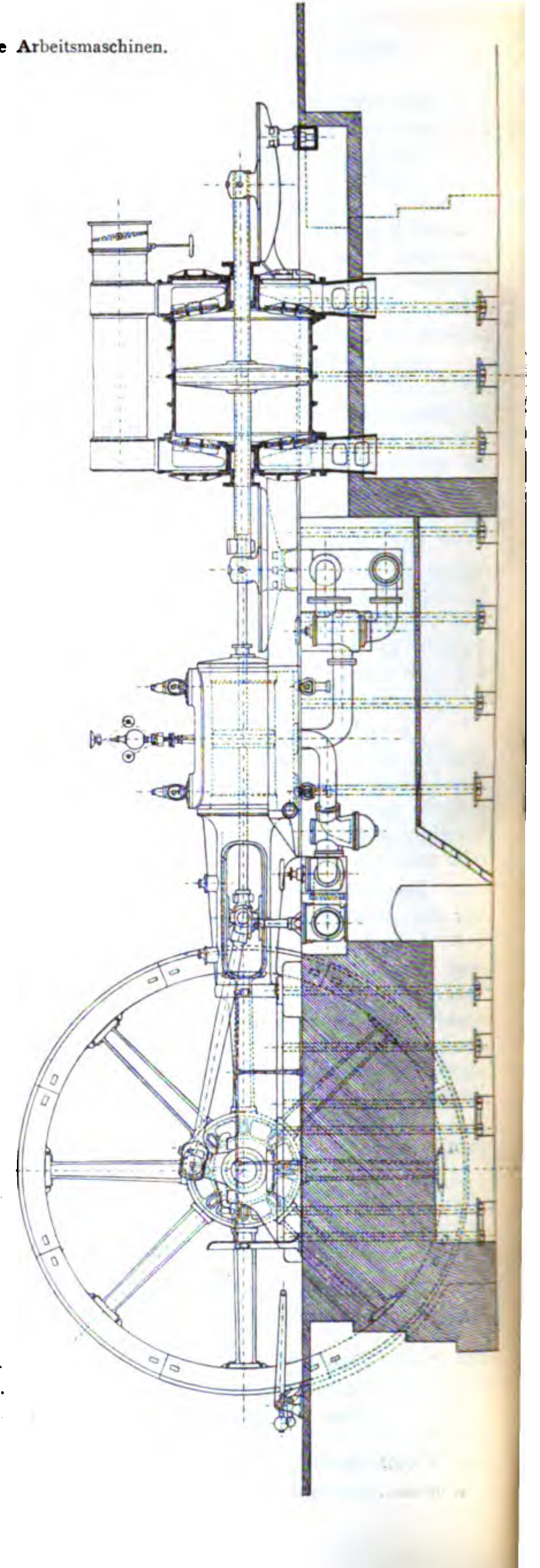
Die Maschine soll mit 4 Atm. Admissionsüberdruck und 12 % Zynderfüllung arbeiten und bei 30 Touren 900 cbm Wind pro Minute von atmosphärischer Spannung auf 0,4 Atm. pressen.

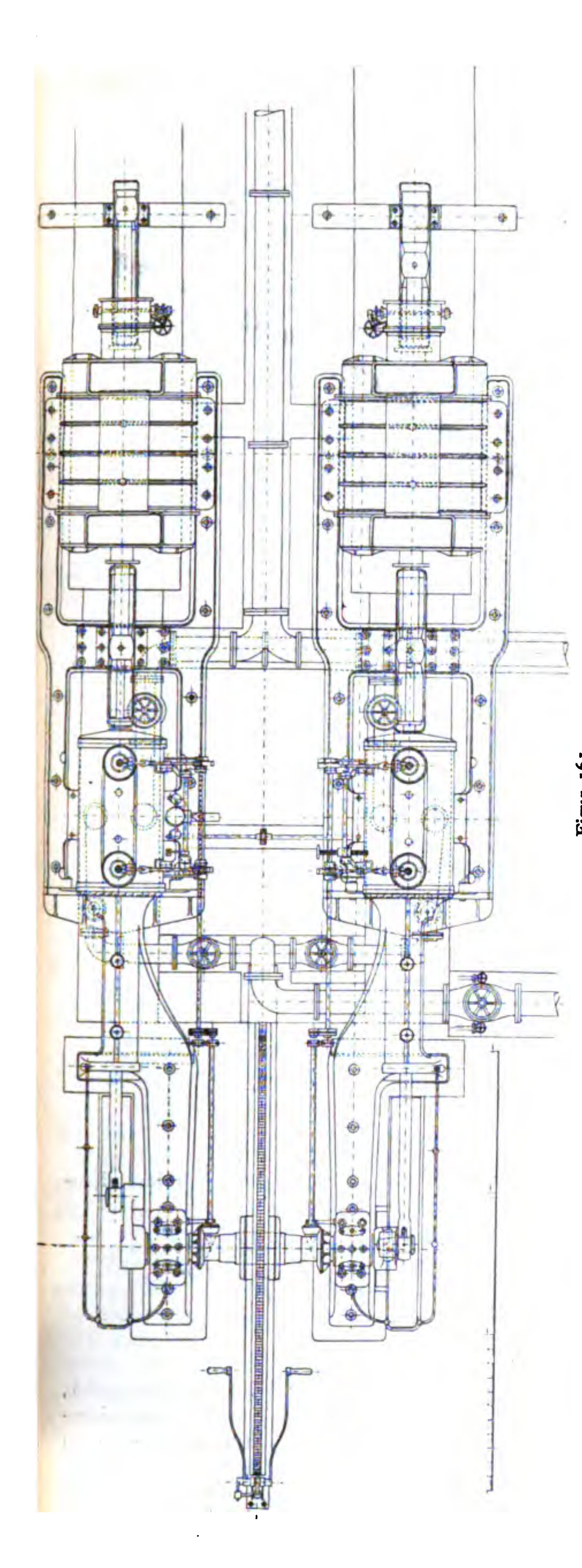
Beide Zylinder besitzen zwangläufige Ventilsteuerungen nach dem Patent der sächsischen Maschinenfabrik Nr. 30 377. Die Regulierung beider Zylinder erfolgt von einem Regulator aus und kann jeder Zylinder so eingestellt werden, daß auf beide Zylinder genau dieselbe Arbeit kommt, wodurch die Schwungradwelle eine möglichst geringe Beanspruchung erhält. Die Tourenzahl der Maschine kann durch eine Veränderung des Regulatorgewichtes von 16 bis auf 38 Touren eingestellt werden.

Bei Versuchen, welche an Ort und Stelle nach vollendeter Aufstellung vorgenommen wurden, ergab sich ein dynamischer Wirkungsgrad (nach den Wind- und Dampfdiagrammen berechnet) von 86 %, welcher Wert als sehr günstig bezeichnet werden kann. Die gleichzeitige Windspannung, am Anfang der Windleitung gemessen, betrug 0,46 Atm. Die Maschine lief hierbei mit 35 Touren vollkommen ruhig, so daß die Tourenzahl ohne Gefahr auf 40 erhöht werden könnte.

Die zweite, sehr wichtige Anwendung finden die Gebläsemaschinen in den Stahlwerksanlagen zur Erzeugung der für die Verbrennungsprozesse in den Convertern und Bessemer-Birnen erforderlichen Luft, als sogenannte Bessemergebläsemaschinen.

Wenngleich die allgemeine Anordnung der Bessemergebläsemaschinen, nicht wesentlich von derjenigen der Hochofengebläsemaschinen verschieden ist, so erfordert doch der bedeutend höhere Luftdruck, die stärkere Erwärmung der Luft und die größere Tourenzahl eine bedeutend stärkere Bauart





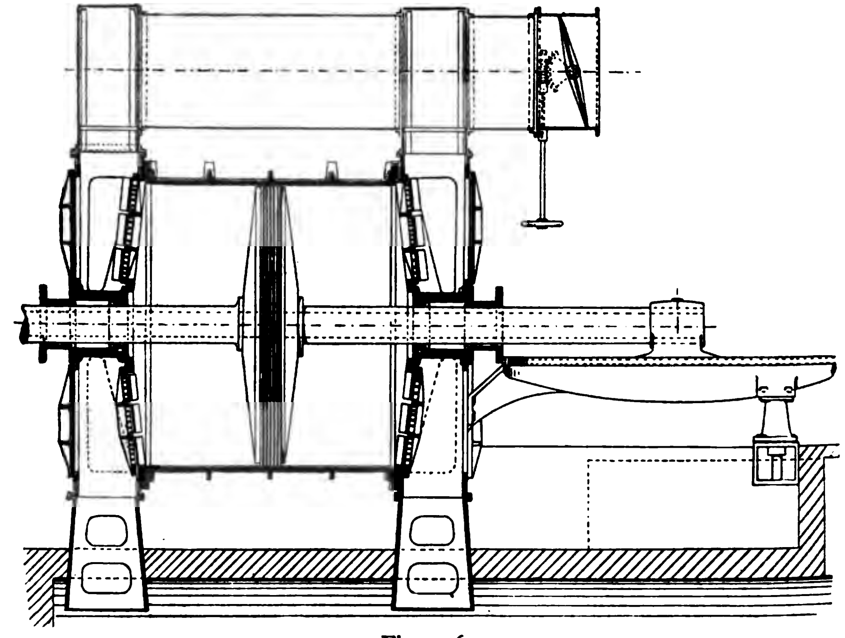
Figur 161.

der ganzen Maschine sowie eine Verstärkung der Saug- und Druckorgane, wodurch eine Änderung in der Konstruktion der Saug- und Druckkanäle und Zylinderdeckel bedingt ist. Die stärkere Erwärmung erfordert Wasserkühlung, für welche jedoch, da die Luft direkt in die Bessemerkonverter geleitet wird und daher nicht feucht sein darf, keine Wassereinspritzung anwendbar ist. Hierdurch ist die Anordnung doppelwandiger Zylinder mit Wassermantel, sowie zur Vergrößerung der Abkühlungsfläche doppelwandiger Zylinderdeckel gleichfalls mit Wasserkühlung geboten. Durch beide Umstände wird die Konstruktion der Zylinder umständlicher. Während endlich bei den geringen Drücken der Hochofengebläsemaschinen zum Abschluß der Saug- und Druckkanäle Leder-, Filz- und Gummiklappen Anwendung finden können, sind dieselben für Bessemergebläse infolge des höheren Drucks, der zu starken Abnutzung und daher erforderlichen allzu häufigen Auswechselung wegen ungeeignet und in neuerer Zeit fast durchweg durch Metallventile ersetzt worden, wodurch gleichfalls Konstruktionsänderungen bedingt sind.

Die Anordnung einer solchen liegenden Bessemergebläsemaschine, welche von der Maschinenfabrik Gutehoffnungshütte zu Sterkrade (Rheinland) für die Bessemerei der Gebr. Röchling in Völcklingen ausgeführt ist, zeigt Figur 164 im Aufriß.

Die Hauptkonstruktionsverhältnisse dieser Maschine sind folgende:

Dampfzylinder-Durchm.:	Hochdruckzylinder:		1300 mm
	Niederdruckzylinder		1900 „
Windzylinder-Durchm.			1700 „
Gemeinschaftlicher Hub			1700 „
Umdrehungszahl			36 i. d. Min.
Minutlich angesaugte Luftmenge			540 cbm
Winddruck			2,2 Atm. Überdruck.
Indizierte Pferdestärkenzahl		ca.	1800
Anfangsspannung im Hochdruckzylinder			5 Atm. Überdruck.
Füllung im Hochdruckzylinder		ca.	0,4
Freier Saugventilquerschnitt		ca.	$^1/_6$ } der Kolbenfläche.
Freier Druckventilquerschnitt		ca.	$^1/_{12}$ } der Kolbenfläche.



Figur 162.

Zum Betriebe der Kondensationsanlage ist eine besondere Kondensationszwillingsmaschine von folgenden Abmessungen vorhanden:

Dampfzylinder, Durchm.	= 280 mm,	Hub = 600 mm
Doppeltwirkende Luftpumpen, Durchm.	= 500 „	Hub = 600 „
Umdrehungszahl	60 i. d. Min.	

2. Die Luftkompressoren.

Den Maschinen der vorhergehenden Klasse in ihrer Wirkungsweise gleich, in ihrer Bauart, ihrer Verwendung und der Größe des erzielten Kompressionsdruckes jedoch von ihnen wesentlich verschieden sind die Luftkompressoren oder Luftverdichter.

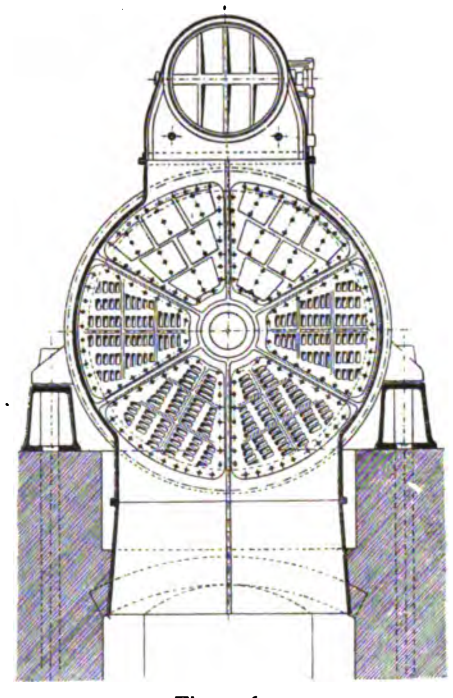
Was zunächst ihre Bauart anbetrifft, so wird dieselbe wesentlich beeinflußt durch die Wasserkühlung, welche bei allen Luftkompressoren infolge der starken Wärmeentwicklung ein unbedingtes Erfordernis ist. Je nachdem dieselbe nur in

äußerer Kühlung des Zylinders, Mantel- und Deckelkühlung besteht, oder zur Erhöhung des Effektes in das Innere des Zylinders Kühlwasser in fein verteiltem Zustande oder Staubform eingespritzt wird, oder endlich der Zylinder großenteils mit Wasser gefüllt ist, welches abkühlend auf die Zylinderwände und die Luft selbst wirkt, haben sich drei verschiedene Systeme der Kompressoren ausgebildet, von welchen namentlich das letzte ganz wesentliche konstruktive Abweichungen von dem Typus der Zylindergebläse zeigt.

Man unterscheidet nach diesem Gesichtspunkt der Kühlmethode:

1. trockene Kompressoren,
2. halbnasse "
3. nasse "

Auch hinsichtlich ihrer Anwendung stehen die Kompressoren den Gebläsen gegenüber, da die in ihnen komprimierte Luft nie zu Verbrennungszwecken, vielmehr meist zur Kraftübertragung, so im Bergbau zum Betriebe unterirdischer Gesteinsbohrmaschinen, Lufthaspeln und Wasserhaltungen, oder zur Kraftverteilung bei städtischen Druckluftanlagen, ferner zum Betriebe von Lokomotiven für Straßenbahnen, zum Betriebe von Luftdruckbremsen bei Eisenbahnfahrzeugen, zu pneumatischen Fundierungen und Abteufungen, zu pneumatischen Werkzeugen, zum Betriebe von Torpedomaschinen, zur Erzeugung kalter Luft in Kältemaschinen, zum Transport von Flüssigkeiten in Zuckerfabriken und chemischen Fabriken, zum Mischen von Flüssigkeiten an Stelle von Rührwerken, zum Betriebe von Sirenen und Nebelhörnern auf Leuchttürmen usw. verwandt wird.



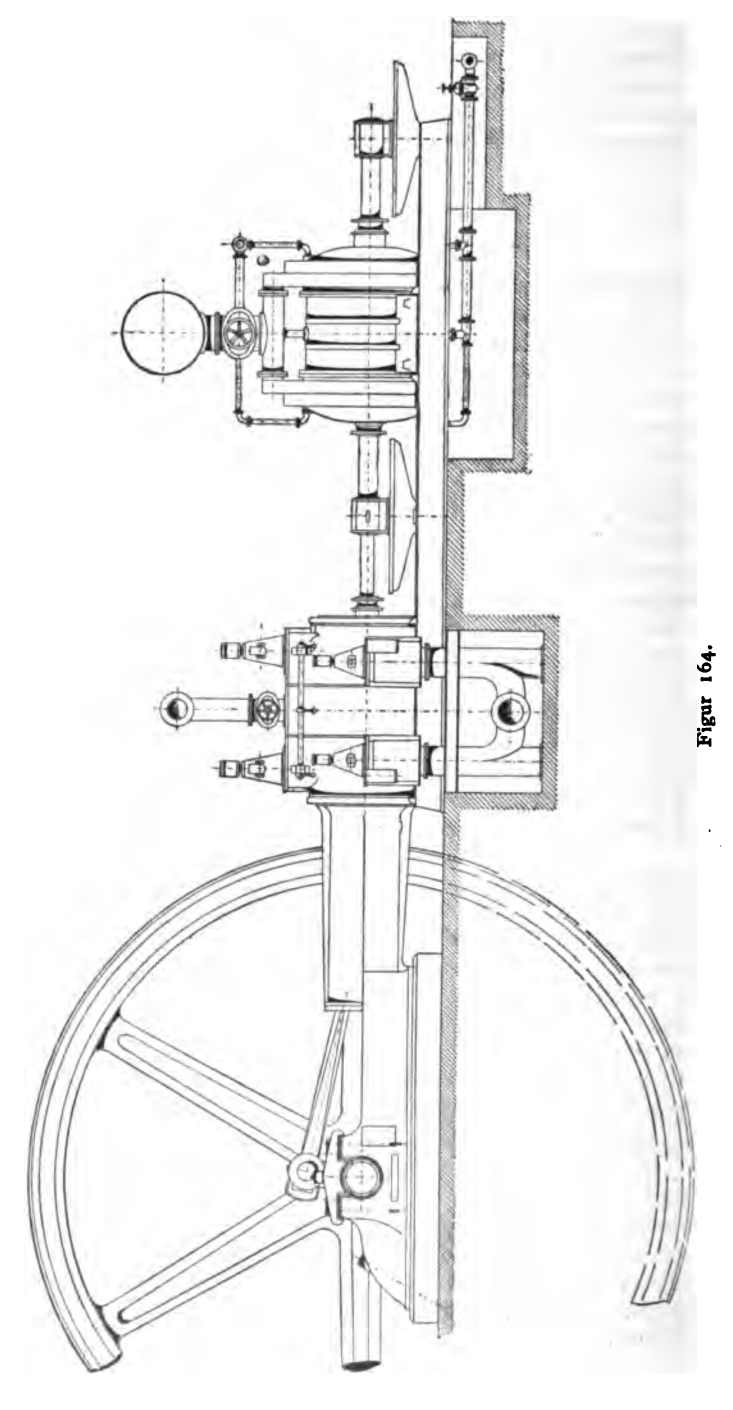
Figur 163.

Die bedeutend höheren Kompressionsdrücke endlich, welche in den Luftkompressoren erzielt werden sollen und beispielsweise bei Torpedokompressoren bis zu 200 Atm. gehen, bedingen für die Konstruktion gleichfalls Abweichungen von dem Typus der gewöhnlichen Zylindergebläsemaschinen.

Als Grundlage für die Einteilung der höchst mannigfaltigen Ausführungen der Kompressoren kann die bereits erwähnte dreifache Art der Wasserkühlung angenommen werden. Den hierdurch gegebenen drei Klassen der trockenen, halbnassen und nassen Kompressoren reihen sich noch zwei andere an, welche sich zwar bezüglich der Wasserkühlung einer der drei ersten Klassen zuteilen ließen, jedoch ihrer im übrigen wesentlich abweichenden Konstruktion wegen besondere Klassen bilden; es sind dies die Kompressoren mit gesteuerten Ein- und Auslaßorganen und die Verbundkompressoren.

Einige Ausführungen von Luftkompressoren sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Zunächst zeigen die Figuren 165 und 166 die Anordnung eines Luftkompressors der Braunschweigischen Maschinenbauanstalt in Braunschweig, bei welcher die Ventile an beiden Zylinderseiten über dem Zylinder parallel nebeneinander angeordnet sind. In Figur 166 ist rechts das Saugventil

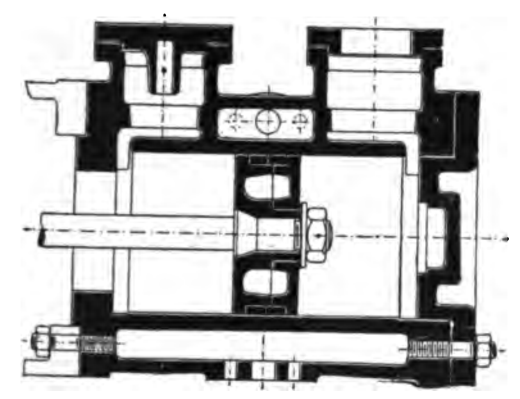
links das Druckventil im Schnitt dargestellt. Der Zylinder ist, wie aus beiden Schnitten ersichtlich, mit einem den inneren Zylinder nahezu vollständig um-


Figur 164.

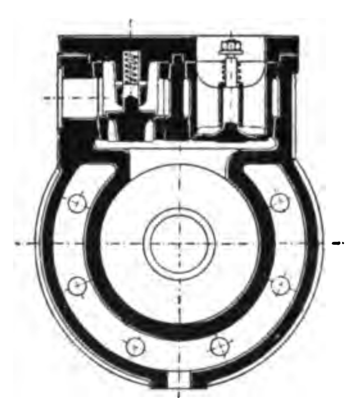
gebenden Wassermantel versehen. In Figur 165 ist der linksseitige Zylinderdeckel, in welchem sich die Stopfbüchse befindet, nicht dargestellt.

Mit großer Vorliebe werden an Stellen der Ventilkompressoren Schieberkompressoren und zwar meistens solche mit einer Druckausgleichvorrichtung angewandt. Dieselben bezwecken, einen größeren volumetrischen Wirkungsgrad bei Kompressoren und namentlich bei Luftpumpen zu ermöglichen. Die am Ende jedes Kolbenhubes im schädlichenw Raum enthaltene komprimierte Luft bewirkt eine beträchtliche Vergrößerung des Anfangsdruckes beim Beginn des neuen Kolbenhubes, welcher selbst bis auf das Doppelte des Druckes auf den Dampfkolben steigen kann, und eine, wenn auch nur momentane, übermäßige Beanspruchung des Triebwerkes verursacht. Da aber auch die Öffnung der Saugventile nicht eher erfolgen kann, als bis der Druck im Zylinder auf bezw. etwas unter den äußeren Luftdruck gesunken ist, dies aber um so später erfolgen wird, je größer der schädliche Raum, also auch die in ihm enthaltene Luftmenge und je höher der Kompressionsdruck ist, so wird der volumetrische Wirkungsgrad hierdurch nicht unbeträchtlich verkleinert.[1]

Zur Vermeidung dieser Übelstände hat zuerst Prof. Wellner einen Druckausgleich zwischen beiden Zylinderseiten durch Überströmen der komprimierten Luft des schädlichen Raumes nach der Saugseite in Vorschlag gebracht und zur Erreichung desselben an beiden Zylinderenden Nuten angebracht, welche bei



Figur 165.



Figur 166.

der Endstellung des Kolbens eine Verbindung zwischen beiden Zylinderräumen herstellen. Dasselbe bezwecken die nachfolgend beschriebenen Konstruktionen bei Schieberkompressoren. Das allen Gemeinsame ist die Herstellung einer Verbindung zwischen den beiden Zylinderkanälen am Ende des Kolbenhubes.

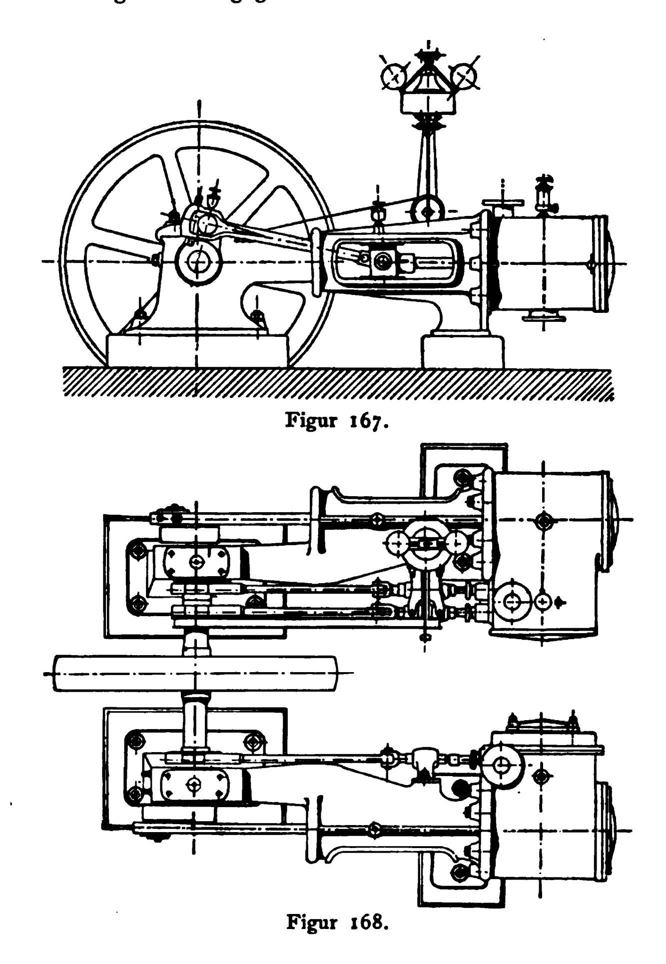
Einer der bekanntesten Kompressoren dieser Art ist der Luftkompressor von Burckhardt-Weiss,[2] welcher in den Figuren 167 und 168 in seiner äußeren Anordnung und in den Figuren 169—171 im Horizontalquerschnitt mit verschiedenen Schieberstellungen abgebildet ist.

Das Wesen der Burckhardt-Weissschen Konstruktion beruht auf dem in den letzteren Figuren dargestellten Schieber. Derselbe besitzt zwei Durchlaßkanäle *A* und *B*, den Druckausgleichkanal *C* und die Muschel *D*, Figur 170, welche die Verbindung zwischen dem Saugkanal *E* und den Zylinderkanälen herstellt. Auf dem Rücken des Grundschiebers ist die Platte *F* befestigt und wird durch zwei Spiralfedern gegen denselben gedrückt. Bei der in Figur 170 gezeichneten Stellung findet links vom Kolben Ansaugen, rechts Kompression

[1] Ausführliches hierüber: v. Ihering „Gebläse“, 2. Aufl. 1903, Theoret. Teil, Kapitel 4, 5, B, 7, C. — [2] F. J. Weiss, Trockene Schieberkompressoren und Vakuumpumpe mit potenzierter Leistung, ausgeführt von der Firma Burckhardt & Weiss in Basel (vergl. Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1885. p. 929 ff.).

statt. Am Ende derselben wird durch den inneren Überdruck die Platte *F* gehoben, so daß die Luft in den Schieberkasten und von hier in die Druckluftleitung gelangt. In Figur 171 ist die Stellung des Schiebers am Ende der Ausströmung kurz vor Beginn des Druckausgleichs, in Figur 169 die Stellung während des Druckausgleichs dargestellt.

Als Hauptvorteile der BURCKHARDT-WEISSschen Kompressoren werden sowohl von WEISS (a. a. O.), als auch von den zur Ausführung derselben berechtigten Fabriken[1] die nachfolgenden angegeben:



Figur 167.

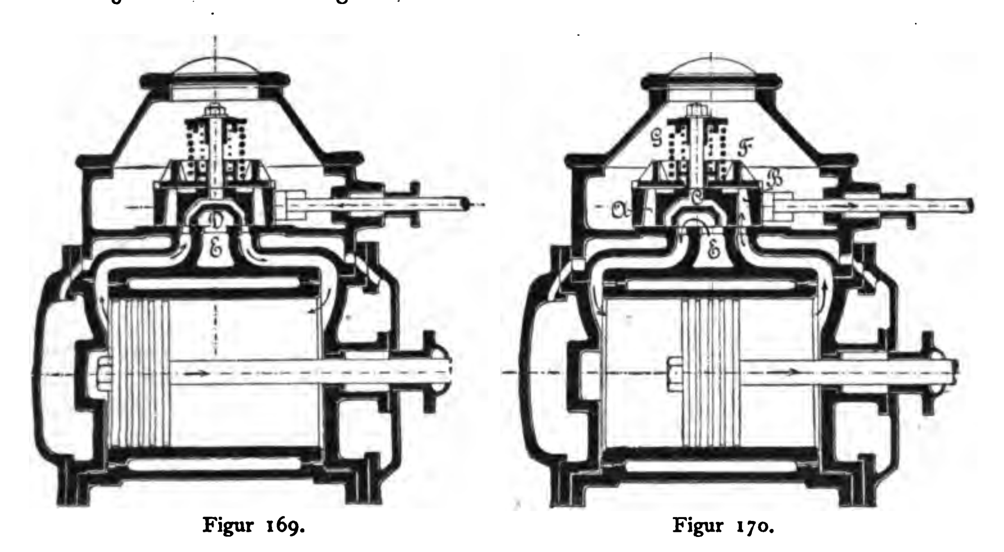
Figur 168.

1. Größere Kolbengeschwindigkeit als bei Ventilkompressoren.
2. Bedeutend größerer volumetrischer Wirkungsgrad, daher
3. Kleinere Zylinder als bei Ventilkompressoren bei gleicher Luftmenge.
4. Geringere Reibungsarbeit.
5. Kleineres Gewicht und geringere Anschaffungskosten.
6. Weniger Reparaturen, weil geringere Abnutzung als bei Ventilen.
7. Besseres Dichthalten als bei Ventilen.
8. Wegfall des bei Ventilkompressoren auftretenden Geräusches.

[1] Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik vorm. HORNUNG & RABE, Sangerhausen. Duisburger Maschinenbauanstalt vorm BECHEM & KEETHMANN, Duisburg a. Rh. KLEIN, SCHANZLIN und BECKER, Frankenthal.

Als Hauptbedenken, welche gegen die Weißschen Kompressoren geltend gemacht werden, welche sich jedoch allgemein gegen alle Schieberkompressoren richten, lassen sich folgende hervorheben:

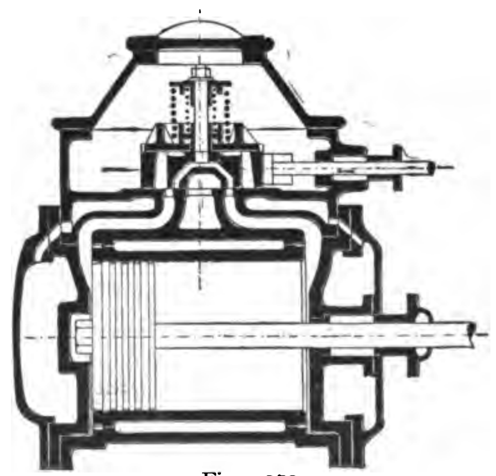
1. Undichthalten der Schieber.
2. Großer Kraftbedarf der Schieber.
3. Starke Erwärmung der Luft.



Figur 169. Figur 170.

Der erste Vorwurf wird in dem Prospekt der Sangerhäuser Maschinenfabrik in folgender Weise zurückgewiesen:

„Ein gegen unsere Konstruktion erhobener Einwand, daß die Schieber auf die Dauer **nicht dicht halten**, auf Grund böser Erfahrungen, welche man mit angefressenen Schiebern bei Dampfmaschinen und früheren Schiebergebläsen gemacht hat, ist hinfällig. Wo aber Schieber angefressen worden sind, hatte dies immer in schlechter und mangelhafter Schmierung seinen Grund. Es ist Tatsache, daß man früher gerade bei Gebläsen auf eine richtige Schmierung der Schieber unbegreiflicherweise nicht die geringste Sorgfalt verwendete, auch keine richtige Einrichtung dafür hatte. Ganz anders bei unseren Schiebern! Da ist im Gegenteil auf sehr einfache, aber zielbewußte und zweckmäßige Art eine kontinuierliche und selbsttätige Schmierung der Schieber eingerichtet, und zwar mittels des Schmierapparates Patent Weiss, der speziell nur für Luftzylinder und Luftschieber, nicht für Dampf, konstruiert ist und dessen Wirkungsweise auf Druckwechsel beruht. Die kontinuierliche Ölzuführung des Schmierapparates — sichtbar an aufsteigenden Luftblasen — läßt sich auf jedes gewünschte Maß einstellen, wodurch somit gleichzeitig neben rationellster Schmierung die höchst mögliche Ökonomie im Ölverbrauch erreicht wird. Bei



Figur 171.

schon jahrelang in ununterbrochenem Betriebe befindlichen Vakuumpumpen und Kompressoren haben sich die Schieber auf das vorzüglichste bewährt."

Es dürfte wohl zweifellos sein, daß bei geeigneter Schmierung ein Einfressen des Schiebers leichter als bei Dampfmaschinen vermieden werden kann, da die auftretenden Maximaltemperaturen im allgemeinen nicht so hoch als bei letzteren sind. Der Vorwurf des schwierigen Dichthaltens dürfte somit unberechtigt sein. Jedenfalls würde sich zur Reinigung der Luft die Anbringung von Staubfängern am Anfang der Saugleitung überall dort empfehlen, wo durch den Betrieb Verunreinigung der Luft zu erwarten ist.

Gegen den zweiten Vorwurf des zu großen Kraftbetriebes richtet sich nachfolgender Abschnitt der erwähnten Broschüre:

„Der ebenfalls schon zum Ausdruck gekommene Vorwurf, daß die Schieber eine große Kraft zu ihrer Bewegung absorbieren, beruht auf falscher, vorgefaßter Meinung, wie wir an einem Beispiel darlegen wollen. Der bereits erwähnte Schieber für eine angesaugte Luftmenge von 12 cbm in der Minute hat eine Gleitfläche (im ganzen, also einschließlich der Aussparungen gemessen) von

$$32{,}1 \cdot 34{,}4 = 1104{,}24 \text{ qcm.}$$

„Die Druckspannung betrage 4 Atm. Überdruck. Nehmen wir nun möglichst ungünstig an, die ganze Gleitfläche werde fortwährend mit diesem Überdruck an den Schieberspiegel angedrückt, was ja eigentlich nicht der Fall ist, indem der Schieber zeitweise abwechselnd links und rechts von der Druckluft unten teilweise entlastet ist, so würde der Schieber mit einer Kraft:

$$P = 1104{,}24 \cdot 4 = 4416{,}96 \text{ kg}$$

an den Schieberspiegel gedrückt.

„Der Reibungskoeffizient für einen gut geschmierten Schieber sei 0,05. Also die Reibung:

$$4416{,}06 \cdot 0{,}05 = 220{,}848 \text{ kg.}$$

Bei dem Schieberweg = 100 mm und einer Umdrehungszahl n = 95 i. d. Min. erhält man die mittlere Geschwindigkeit in der Sekunde zu:

$$= \frac{95 \cdot 0{,}1}{30} = 0{,}316 \text{ m}$$

und somit die Reibungsarbeit des Schiebers in einer Sekunde:

$$= 220{,}848 \cdot 0{,}316 = 69{,}787 \text{ mkg oder}$$

$$= \frac{69{,}787}{75} = 0{,}930 \text{ Pferdekraft.}$$

In diese Reibungsarbeit darf auch noch diejenige am Exzenter und an der Stopfbüchse und Führung der Schieberstange eingerechnet gedacht werden, weil die Arbeit wegen zu großer Annahme von P wesentlich zu groß berechnet wurde.

„Da nun bei obigen Umdrehungszahlen und bei obiger Spannung der Druckluft der Kompressor ca. 66 Pferdekräfte Dampfarbeit verbraucht, so beträgt die durch den Schiebermechanismus verlorene Reibungsarbeit nur $\frac{0{,}93}{66} = 0{,}014$, also noch nicht $1\frac{1}{2}\,\%$ der Gesamtarbeit".

Die Vernachlässigung der Exzenter- und Stoffbüchsenreibungsarbeit, bezw. die Zusammenfassung derselben mit der Schieberarbeit ergibt doch wohl unrichtige Resultate. Bedenkt man, daß wegen des hohen Luftüberdrucks im Schieberkasten die Stopfbüchse fest angezogen werden muß, um ein Dichthalten zu erreichen, daß mit wachsender Reibungsarbeit in der Stopfbüchse aber auch

die Exzenterreibungsarbeit wächst, so dürfte in Wirklichkeit die Reibungsarbeit doch größer als $1^1/_2$ % der Gesamtarbeit in Anrechnung zu bringen sein.

Der Vorwurf stark erwärmter Luft, welcher endlich noch den Weißschen Kompressoren gemacht wird und in gleicher Weise alle trockenen Kompressoren trifft, kann dagegen in keiner Weise entkräftet werden. Hierdurch ist aber auch ein vermehrter Kraftverbrauch verursacht. Beide Übelstände zusammen wiegen die Vorteile der besprochenen Konstruktion teilweise auf. Die Mantel- und Deckelkühlung kann niemals so energisch wirken, daß sie gerade während der Kompression der Luft die erzeugte Wärme abzuführen imstande wäre. Während aller übrigen Perioden ist sie aber auf die Betriebsarbeit ohne Einfluß. Sie bezweckt und erreicht eben nur eine derartige Abkühlung der Zylinderwände, daß das an ihnen haftende Schmieröl weit unter seiner Zersetzungstemperatur, also vollkommen wirksam bleibt.

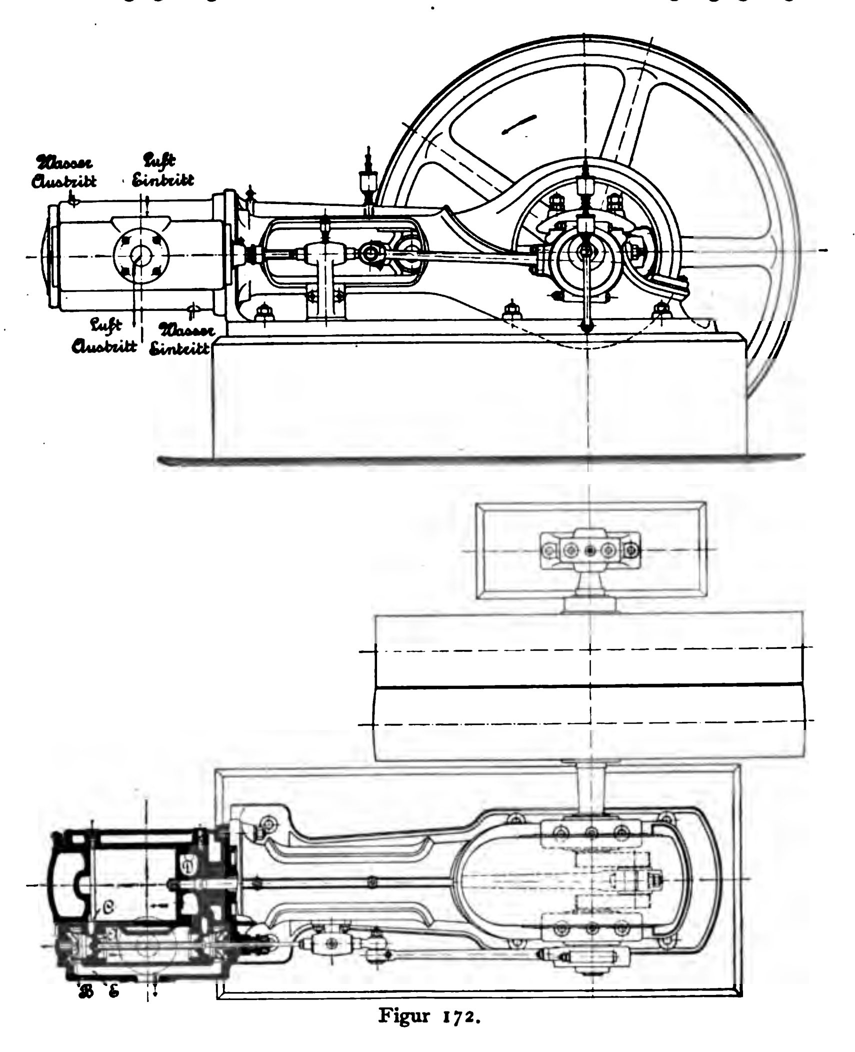
Es darf andererseits nicht unterschätzt werden, daß die WEISSschen Kompressoren vollkommen trockene Luft liefern, welche für viele Zwecke allein brauchbar ist, da selbst mäßiger Feuchtigkeitsgehalt der Luft bei längerem Betriebe Verunreinigung, Rostbildung und häufig auch Eisbildung in den Arbeitsmaschinen verursacht.

Sehr zahlreich sind die verschiedenartigen Abänderungen der Schieberkompressoren, indem dieselben entweder mit einem mittleren Rund- oder Drehschieber und Druckventil oder mit zwei übereinander liegenden Schiebern oder mit einem gemeinschaftlichen Rundschieber und einem Druckventil oder mit mehreren Schiebern ausgeführt werdee. Zu erwähnen sind die Konstruktionen der Maschinenbauaktiengesellschaft vorm. BREITFELD, DANEK & Co. in Prag-Karolinenthal, welche Firma den sogenannten HARRASschen Luftkompressor ausführt, ferner der Firma BETTINGER & BALCKE in Frankenthal, der Firma HEINRICH HIRZEL in Leipzig-Plagwitz, der Firma MENG & HAMBROG in Ottensen bei Hamburg, der Maschinenfabrik Aktiengesellschaft WEGELIN & HÜBNER in Halle a. S. und anderer mehr.

In neuerer Zeit werden mit Vorliebe Kompressoren gebaut, deren Einlaß durch ein gesteuertes Organ, Ventil, Flach- oder Kolbenschieber bewirkt wird, während der Auslaß der Luft durch ein federbelastetes Druckventil selbsttätig erfolgt. Je nach der Anordnung dieses letzteren Ventils unterscheiden sich die zahlreichen, sinnreichen Konstruktionen, von welchen die folgenden besondere Erwähnung verdienen.

In Figur 172 ist der KÖSTERsche Luftkompressor in seiner äußeren Anordnung, sowie in den Figuren 173—175 in drei Schnitten durch den Luftzylinder bezw. das Kolbenschiebergehäuse dargestellt, welche Abbildungen Ausführungen der Firma POKORNY & WITTEKIND in Bockenheim a. M. zeigen. Der Kolbenschieber steuert Anfang und Ende der Saugperiode, sowie Ende der Druckperiode, und zwar öffnet er den Kanal C abwechselnd auf der Saug- und Druckseite kurz nach den Todpunkten des Arbeitskolbens D, um ihn in dem Moment, in welchem der Arbeitskolben die folgende Todlage erreicht, wieder zu schließen. Nach Eröffnen des Kanals auf der Druckseite tritt die Luft mit zunehmender Kompressionsspannung unter das Rückschlagventil B und öffnet dieses, sobald der Druck im Zylinder den im Druckraum E herrschenden erreicht hat. Der Arbeitskolben D drückt nun die Luft durch das Ventil B in den Druckraum E. Genau in der nun folgenden Todpunktlage des Arbeitskolbens unterbricht der Schieber die Verbindung zwischen Arbeitszylinder und Ventil B, und drückt während seiner weiteren Bewegung nach dem Ventil zu die zwischen sich und diesem befindliche Preßluft in den Druckraum E. Durch diese eigenartige Verdrängerwirkung des Steuerkolbens A wird der Ventilhub ganz allmählich verringert und so ein sanfter Schluß dieses Organs bewirkt. Das von dem Steuerkolben A bestrichene

Volumen ist sehr gering gegenüber dem Arbeitsvolumen ($^1/_{30}$—$^1/_{40}$). Der Ventilhub wird sich nach Abschluß des Kanals C auf der Druckseite, entsprechend diesem geringen Steuerkolbenvolumen, stark vermindern, und bei der Umkehr des Steuerkolbens A auf ein kleines Maß herabgesunken sein. Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß der Ventilhub, bei richtig gewählter Feder, ungefähr proportional der Kolbengeschwindigkeit zu- resp. (von ungefähr Mitte Hub an) abnimmt, so daß er bei der Todpunktlage des Arbeitskolbens D schon verhältnismäßig gering sein wird, und wenn weiter in Erwägung gezogen wird,

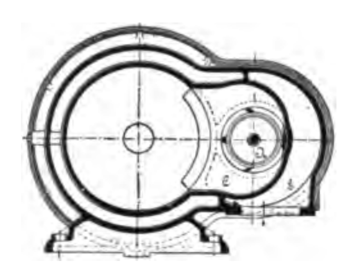


Figur 172.

daß von diesem (der Todpunktlage des Arbeitskolbens entsprechenden) Zeitpunkt an dem Ventil B zu seinem völligen Schluß noch etwas mehr, als die Zeit eines halben Hubes zur Verfügung steht, kann man sagen, daß die für diese Steuerung möglichen Umlaufzahlen praktisch fast unbegrenzt sind. Die Steuerung eignet sich in der Tat für jede beliebige Umdrehungszahl.

Der Steuerkolben A bewirkt durch seine eigenartige Verdrängerwirkung nicht allein die günstige Arbeitsweise des Ventiles, sondern ein Hauptvorzug liegt noch darin, daß die gepreßte Luft, die zwischen dem Schieber A und dem Ventil B sich befindet, fortgedrückt wird. Das zwischen dem Schieber A in seiner,

dem Ventil am nächsten gelegenen Todlage und dem Ventil *B* selbst eingeschlossene Volumen wird derart bemessen, daß es bis zur Wiedereröffnung des Kanals auf der Druckseite auf ungefähr 1 Atm. abs. (gleich der Spannung im Arbeitszylinder bei Eröffnen des Kanales *C*) zurückexpandiert ist. Während bei vielen Konstruktionen das in den Durchtrittskanälen bleibende Volumen Preßluft bei Eröffnung der Druckkanäle in den Zylinder zurückschießt und dadurch eine, oft sehr beträchtliche, unnötige Arbeitsvergrößerung bewirkt wird, ist dies hier



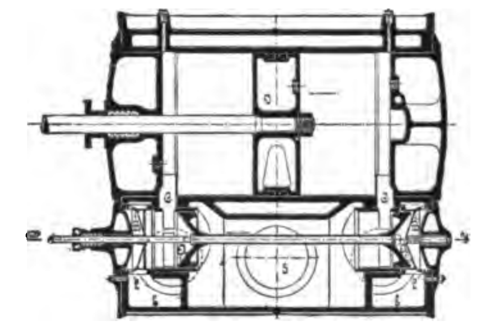
Figur 173.

Figur 174.

durch die Verdrängerwirkung des Steuerkolbens unter allen Umständen vermieden.

Erwähnenswert ist noch der doppelte Abschluß zwischen Saug- und Druckraum während eines großen Teiles einer Kurbeldrehung, derart, daß nicht nur der Schieber *A*, sondern zugleich das geschlossene Ventil *B* die fortgedrückte Luft von dem Arbeitszylinder absperrt.

Das Rückschlagventil wird möglichst leicht gebaut und schließt sich unter Einwirkung einer Feder, die nach Ventilgewicht, Ventilhub und Umdrehungszahl im geschlossenen Zustande des Ventils eine Spannung von 0,006—0,02 kg auf 1 qcm freie Ventilfläche aufweist.



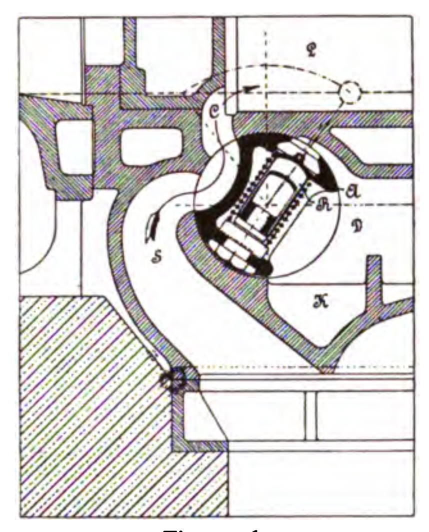
Figur 175.

Die Kompressoren dieser Bauart arbeiten ohne Druckausgleich. Die schädlichen Räume der Zylinder sind gering. Sie betragen bei Kompressoren mittlerer Größen und normalen Umdrehzahlen (z. B. 85 in der Minute bei 400 cbm Saugleistung in der Stunde) $1^1/_2$—$2\,^0/_0$ des Nutzvolumens. Dieser kleine Betrag ist durch Teilung der Kolbenschieber erreicht. Die garantierten volumetrischen Wirkungsgrade einstufiger Kompressoren betragen, je nach der Höhe des Kompressionsdruckes zwischen 2 und 6 Atm. abs., 90—98 $^0/_0$. Bei Verbundkompressoren mit 6—8 Atm. absolutem Enddruck beträgt der garantierte volumetrische Wirkungsgrad 95—96 $^0/_0$.

Von Interesse dürfte es sein, daß bei Versuchen an einem vertikalen Verbundkompressor für 6000 cbm stündliche Saugleistung (ohne eigentlichen Saugwindkessel mit beträchtlicher Saugrohrlänge) bei 85 Umdrehungen in der Minute ein volumetrischer Wirkungsgrad von $\frac{122}{112} = 109\,^0/_0$, also weit über $100\,^0/_0$, festgestellt wurde. (Verursacht war derselbe durch die Schleuderwirkung der Luftmassen während der Saugperiode.)

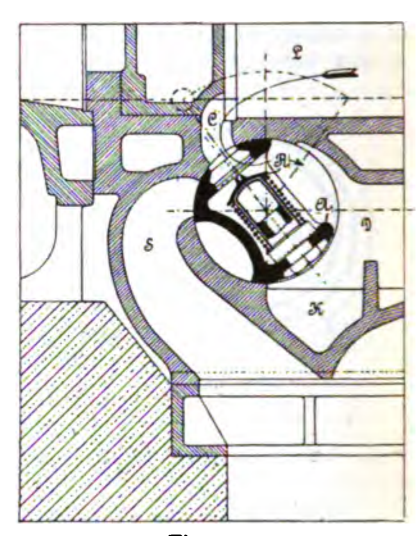
Eine zweite eigenartige Konstruktion ist diejenige von Strnad, bei welcher die Regelung des Luftein- und Austrittes an jeder Zylinderseite von einem einzigen

oder seltener auch durch zwei nebeneinander liegende Rund- oder Korlißschieber bewirkt wird. An jedem Zylinderende ist ein solcher Schieber angeordnet, welcher die Kanäle für den Ein- und Austritt der Luft enthält und auf dem Druckkanale eine Reihe von Ventilen trägt, welche den Austritt der Luft selbsttätig einleiten,



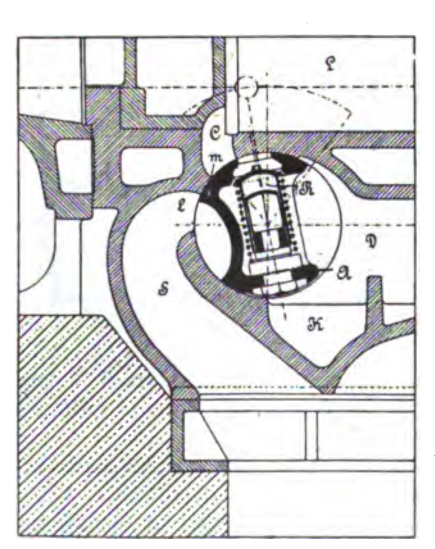


Figur 176.



Figur 177.

wenn der Druck im Zylinder den im Druckraume überschreitet, während der Schieber den Abschluß des Druckkanales besorgt. Dieser Abschluß des Druckkanales erfolgt genau bei Eintritt der Kolbentodlage und wird dadurch die Luftsäule im Druckrohre verhindert zurückzuströmen und sich mit ihrer ganzen lebendigen Kraft auf die noch nicht ganz geschlossenen Ventile zu stürzen und dieselben geräuschvoll zuzuschlagen. Die Ventile, welche mit möglichst geringer Masse ausgeführt werden, bleiben sich selbst (bezw. ihrer nur mäßig angespannten Schlußfeder) überlassen und haben während des ganzen Kolbenrücklaufes Zeit, sich sanft und ruhig auf ihren Sitz niederzulassen, wodurch hier auch bei den höchsten Umlaufszahlen ein nahezu geräuschloser Gang erzielt wird, während bei gewöhnlichen selbsttätigen oder auch gesteuerten Ventilen der Schluß momentan bei der Richtungsumkehr des Kolbens erfolgen soll, was nicht zu erreichen ist, da bei der geringsten Verspätung. des Schlusses die Luftsäule im Druckrohre sich nach rückwärts in Bewegung setzen und das Ventil heftig zuschlagen wird.



Figur 178.

Der Antrieb der Schieber erfolgt durch ein um ca. 90^0 (mit etwas Nacheilung) gegen die Maschinenkurbel aufgekeiltes Exzenter.

Das Spiel des Schiebers und der Ventile ist aus Figur 176—178 zu erkennen. Der Rundschieber *A* verbindet abwechselnd den Zylinderraum *L* mit

dem Saugkanale S und dem Druckkanale D. Figur 176 zeigt das Ansaugen der Luft durch die Höhlung des Rundschiebers. Während der Kolben von rechts nach links zurückgeht und die verdichtete Luft vor sich herschiebt, schwingt der Rundschieber nach links und bringt den, von den Ventilen R bedeckten Schieberkanal vor den Zylinderkanal C, so daß die Ventile selbsttätig gehoben werden, wenn der Druck im Zylinder den im Druckraume D überschreitet, Figur 177. Hat der Kolben seine Todlage erreicht, so ist der Schieber um so viel nach rechts zurückgegangen, daß, wie in Figur 178 ersichtlich ist, der Druckkanal eben geschlossen wird. Die Luft im Druckrohre wird dadurch stoßfrei durch den Schieber abgefangen und die Ventile, welche noch nicht ganz geschlossen haben, können sich während des Kolbenrückganges sanft auf ihren Sitz niederlassen.

Die meist gebräuchliche Anordnung ist diejenige mit tiefliegenden Schiebern, welche etwa $2^1/_2$—$2\,^0/_0$ schädlichen Raum bedingt.

Bei Anwendung dieser Konstruktion als Vakuumpumpe wird der Schieber in der Regel im Zylinderdeckel angeordnet und läßt sich der schädliche Raum sodann auf $1^1/_2$—$1\,^0/_0$ einschränken.

Infolge dieses geringen schädlichen Raumes fällt bei diesem Systeme der kraftraubende Druckausgleich vollständig weg. Dadurch ist das System in der Leistung sehr vollkommen und eignet sich infolge der Anwendung von Corlißschiebern auch für die größten Ausführungen, bei welchen Flachschieber nicht mehr genügen und erfreut sich insbesondere für Bergwerksbetriebe großer Beliebtheit.

Die Ausführung dieser Kompressoren erfolgt seitens der Maschinenfabrik Hofmann & Zinkeisen in Zwickau i. S. und der Maschinenfabrik Th. Calow & Co. in Bielefeld i. W.

Verbundkompressoren.

Infolge des Einflusses des in jeden Kompressor auf jeder Zylinderseite vorhandenen schädlichen Raumes kann die Kompression in einem Zylinder nur bis zu einer gewissen Grenze getrieben werden, da bei einer Überschreitung derselben beim Rückgange des Kolbens keine Luft angesaugt wird, vielmehr die im schädlichen Raume enthaltene Luft während des ganzen Kolbenhubes expandiert. Nimmt man z. B. den Inhalt des schädlichen Raumes zu $5\,^0/_0$ oder $^1/_{20}$ des ganzen Hubvolumens an und denkt sich die Luft auf $^1/_{20}$ ihres Volumens oder den 20fachen Druck komprimiert, so wird am Ende der Kompression der schädliche Raum mit Luft von 20 Atm. Druck gefüllt sein, beim Rückgange des Kolbens jedoch die Expansion auf das Hubvolumen zurück erfolgen, daher während des ganzen Hubes keine Luft mehr angesaugt und der Kompressor wirkungslos werden.

Da jedoch für manche Zwecke noch bedeutend höher gespannte Luft benötigt wird, so würde man dieselbe bei der Kompression in einem Zylinder niemals erhalten können. Man wendet daher für diese Zwecke Verbundkompressoren an, welche nach und nach — durch stufenweise Kompression — die Luft auf den gewünschten Enddruck bringen. Der Kompressionsgrad eines jeden Zylinders wird hierdurch kleiner und der Enddruck des ersten Zylinders zum Anfangsdruck des zweiten, derjenige des zweiten zum Anfangsdruck des dritten und so fort.

Soll beispielsweise die Luft gleichmäßig in drei Stufen auf 125 Atm. komprimiert werden, so würde dieselbe im ersten Zylinder auf 5 Atm., im zweiten Zylinder von 5 auf 25 Atm. und im letzten von 25 auf 125 Atm. komprimiert werden müssen. In jedem Zylinder würde dann der Druck eine fünffache Vergrößerung, das Volumen eine Verkleinerung auf etwa $^1/_5$ des Hubvolumens

erfahren. Die Kompression auf den fünffachen Druck aber bietet keinerlei praktische Schwierigkeiten und ist auch der volumetrische Wirkungsgrad für diesen Kompressionsgrad noch sehr günstig.

Bezüglich der Ausführung der stufenweisen Kompression lassen sich zwei Möglichkeiten unterscheiden. Entweder gelangt die Luft direkt vom ersten, größeren zum zweiten, kleineren Zylinder, so daß zuweilen sogar das Saugventil des kleineren Zylinders zugleich das Druckventil des größeren Zylinders ist, oder dieselbe wird von dem ersten Zylinder in ein Reservoir oder einen Zwischenraum gedrückt, in welchem sie möglichst stark wieder abgekühlt wird, um keine zu große Erwärmung zu erhalten, weil hierdurch ein Einfressen der Kolben und Kolbenstangen infolge der Verflüchtigung der Schmiermittel unausbleiblich sein würde. Im zweiten Falle saugt der kleinere Zylinder die Luft aus dem Zwischenbehälter an.

3. Die Luftpumpen.

Im allgemeinen kann man jeden Luftkompressor als Luftpumpe verwenden und sind auch die konstruktiven Unterschiede zwischen beiden meistens nur gering.

In demselben Verhältnisse, wie etwa die Gebläse hinsichtlich ihrer Druckverhältnisse und der hierdurch, sowie durch die Luftwege bedingten konstruktiven Ausführungen zu den Luftkompressoren stehen, stehen auch die Luftpumpen zu den letzteren. Während bei den Kompressoren eine Verdichtung der Luft von atmosphärischer Spannung auf einen beliebig hohen Enddruck beabsichtigt wurde, ist der Zweck der Luftpumpen dagegen, einen mit Luft erfüllten Raum zu entleeren, also eine Luftleere oder ein Vakuum, bezw. da eine absolute Leere nie erreichbar ist, eine möglichste Luftverdünnung zu erzielen. Hierbei wird eine mit jedem Kolbenhub zunehmende Druckverminderung in dem geschlossenen Raume bewirkt. Das bei jedem Hube angesaugte Luftvolumen ist auf atmosphärischen Druck zu komprimieren. Da jedoch der Anfangsdruck immer niedriger wird, so folgt hieraus eine ganz allmähliche Zunahme der Betriebskraft. Bezüglich ihrer Bauart unterscheiden sich die Luftpumpen kaum von den Kompressoren, vielmehr lassen sich die meisten Kompressoren auch als Luftpumpen verwenden, sobald dafür Sorge getragen ist, daß die Saugleitung mit dem zu entleerenden Raume, die Druckleitung oder die Druckventile direkt mit der äußeren Luft in Verbindung stehen.

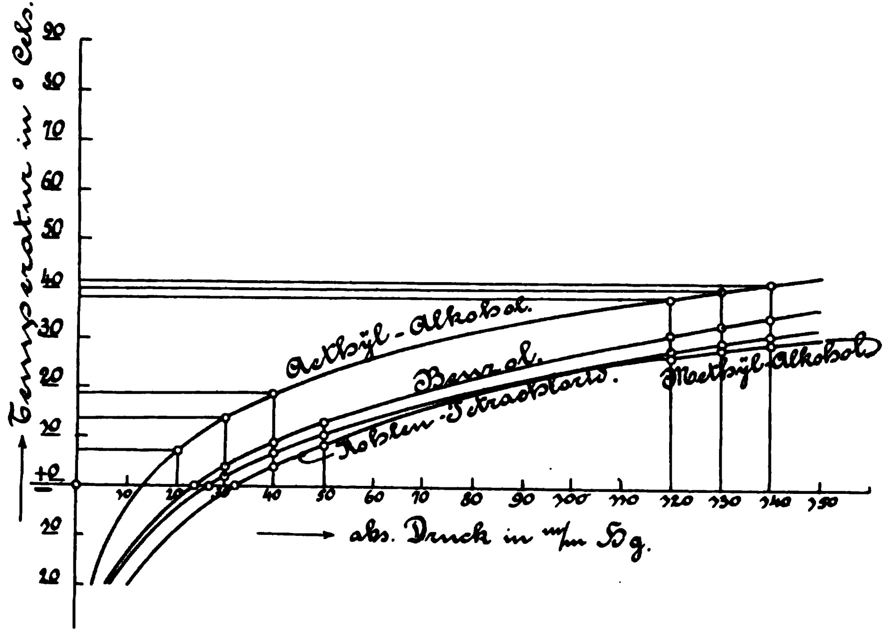
Die Verwendung der Luftpumpen ist eine vielfache, namentlich dienen dieselben in der chemischen Industrie zur Erzeugung luftverdünnter Räume in Koch-, Abdampf- und Destillationsgefäßen, zum Absaugen und Fortbewegen von Flüssigkeiten usw.

Eine zweite, sehr ausgedehnte und wichtige Anwendung finden die Luftpumpen bei den Kondensatoren der Dampfmaschinen zur Erzeugung des Vakuums und zum Absaugen der Luft, des Wasserdampfes und Wassers aus dem Kondensator. Die Kondensatorluftpumpen sind daher meist kombinierte Luft- und Warmwasserpumpen. Dieselben sollen im nachstehenden von den ersteren getrennt behandelt werden. Über die Wirkungsweise und Konstruktion ist bei den einzelnen Typen wenig zu bemerken, so daß im wesentlichen auf die Abbildungen verwiesen werden kann. Von beiden Klassen sind auch nur einige Haupttypen wiedergegeben, da namentlich bei den Kondensatorluftpumpen die Mannigfaltigkeit der Ausführungen eine zu große ist, als daß es möglich wäre, eine umfassende Übersicht in den Rahmen dieses Buches aufzunehmen.

a) Trockenluftpumpen.

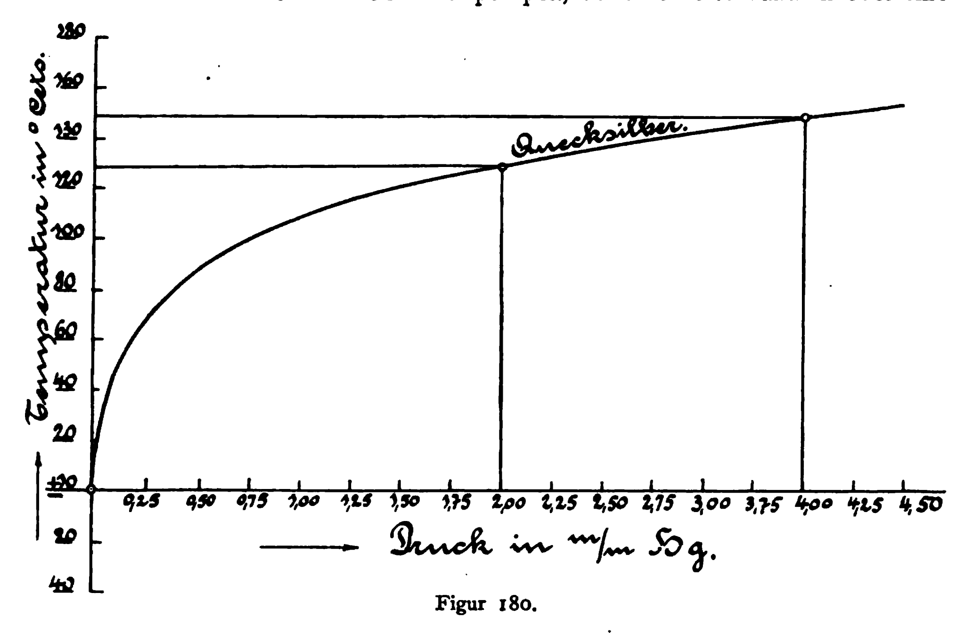
In konstruktiver Hinsicht ist zu bemerken, daß, da der Enddruck der Kompression nur 1 Atm. beträgt, die Luftpumpen sehr häufig mit Abschlußorganen ausgeführt werden, welche bei diesem geringen Drucke sich dauernd

gut bewähren, so insbesondere mit Klappen aus Gummi, Leder oder anderen elastischen Stoffen, z. B. dünnen Stahlblechlamellen.



Figur 179.

Wie bereits erwähnt, ist die Hauptaufgabe der, namentlich für die chemische Industrie außerordentlich wertvollen Luftpumpen, ein sehr tiefes Vakuum oder eine



Figur 180.

möglichst vollkommene absolute Luftleere zu erzeugen. In den Figuren 179 und 180 sind die Druckänderungen einer Anzahl von verschiedenen gesättigten Dämpfen mit gegen den Nullpunkt hin abnehmenden Temperaturen dargestellt. Wie aus

denselben hervorgeht, liegt die Verdampfungstemperatur eines gesättigten Dampfes um so tiefer, je besser das Vakuum ist. Der rasche Abfall der in den obigen Figuren dargestellten Kurven in der Nähe der Temperatur von 0° C. zeigt, wie vorteilhaft es ist, in möglichst geringem Vakuum die Verdampfung der gesamten Dämpfe vorzunehmen.

Gelingt es z. B. beim Verdampfen von Äthyl-Alkohol den Druck von 140 mm auf 130 mm bezw. 120 mm herabzumindern, so werden sich die Temperaturen von 41° auf 40° bezw. 38,5° erniedrigen.

Geht man jedoch im Verdampfen von 40 mm auf 30 mm bezw. 20 mm absoluten Druck herab, so kann mit Temperaturen von 18,5°, 13° bezw. 7° C. gearbeitet werden.

In beiden Fällen wird das Vakuum stufenweise um 10 mm verbessert; man erreicht jedoch bei schlechtem Vakuum nur eine geringe, bei gutem Vakuum dagegen eine rasche Abnahme der Temperatur.

Tatsächlich wird auch gegenwärtig an alle modernen Luftpumpen die Anforderung gestellt, absolute Drücke von wenigen mm Quecksilbersäule zu erzielen. Während sich die chemisehe Industrie bei Verdampfungs- und ähnlichen Prozessen noch vor wenigen Jahren mit einem durchschnittlichen Vakuum von 70—72 cm Quecksilbersäule begnügte, so haben die mit einem, der absoluten Luftleere nahekommenden Vakuum erreichbaren, bedeutenden Leistungen dahin gewirkt, nach dieser Richtung den Luftpumpenfabrikanten die höchsten Anforderungen aufzuerlegen. Durch Verwendung des hohen Vakuums ist es nunmehr möglich:

1. Die Leistungsfähigkeit einer vorhandenen Verdampf- oder Destillieranlage erheblich zu vergrößern, ohne irgendwelche Änderungen an den Apparaten selbst.
2. Flüssigkeiten bei gewöhnlicher Temperatur zum Verdampfen zu bringen, welche bisher nur unter Zuhilfenahme von Heißdampf verflüchtigten.
3. Flüssigkeiten zu destillieren, welche früher nicht verflüchtigt werden konnten, weil dieselben die hierfür erforderliche Erwärmung (bei schlechtem Vakuum) nicht ertrugen, also entweder sich zersetzten, oder an Qualität einbüßten.
4. Flüssigkeiten, die einen sehr hohen Siedepunkt haben, unter hohem Vakuum leicht zu verdampfen.

Die Ausführungen einiger Luftpumpen, wie sie für die Zuckerindustrie gebräuchlich sind, zeigen die folgenden Figuren. Zunächst ist in den Figuren 181 und 182 eine Luftpumpe der Braunschweigischen Maschinenbauanstalt in Braunschweig dargestellt.

Auf jeder Zylinderseite sind je zwei runde Klappen als Saugventile *A* und Druckventile *B* angebracht, so daß im ganzen acht Klappen vorhanden sind. Die Befestigung ist durch Druckschrauben, welche in je einem gemeinschaftlichen Bügel *C* sitzen, bewirkt. Zum Ausfüllen des schädlichen Raumes wird durch das Saugrohr *F* Wasser mit angesaugt, welches durch das Abflußrohr *D* wieder abfließt, während die Luft bei *E* ins Freie entweicht.

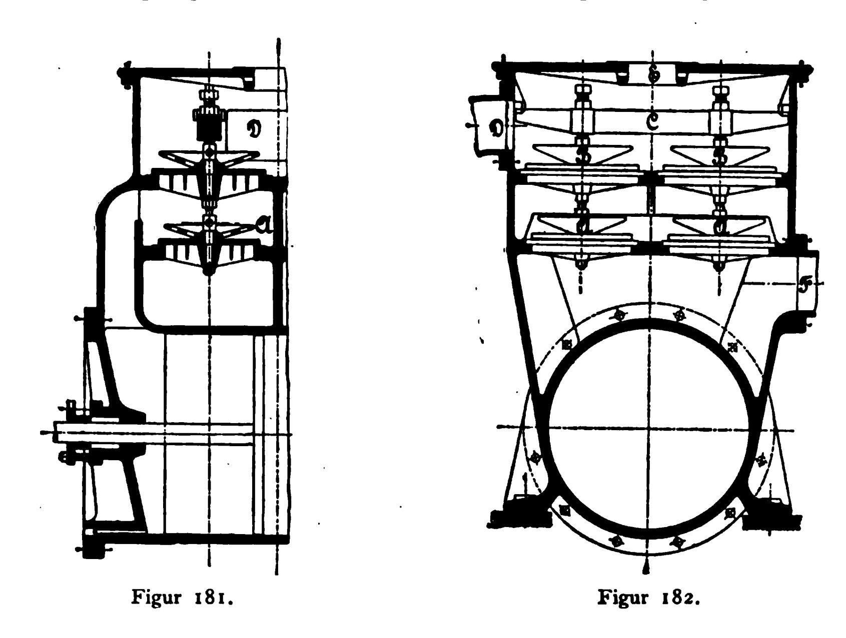
Hierdurch wird ein volumetrischer Wirkungsgrad von über 90 °/₀ erreicht.

Eine andere Ausführung zeigen die Figuren 183 und 184 der Firma C. Heckmann, Kupferschmiede und Maschinenfabrik, Berlin SO., Görlitzerufer 9.

Bei derselben sind die zwischen die Saug- und Druckventile eingeschalteten, vor den Öffnungen *B* und *C* sitzenden Einspritzventile *A* bemerkenswert, durch welche aus dem Trog *G* eine zum Ausfüllen des schädlichen Raumes jeweilig erforderliche Flüssigkeitsmenge, Wasser oder Glyzerin, angesaugt wird. Durch die Öffnung *D* am Boden des Stutzens *F* fließt das Wasser oder Glyzerin dem Trog *G* wieder zu, während die Luft durch die Öffnung *E* ins Freie gelangt.

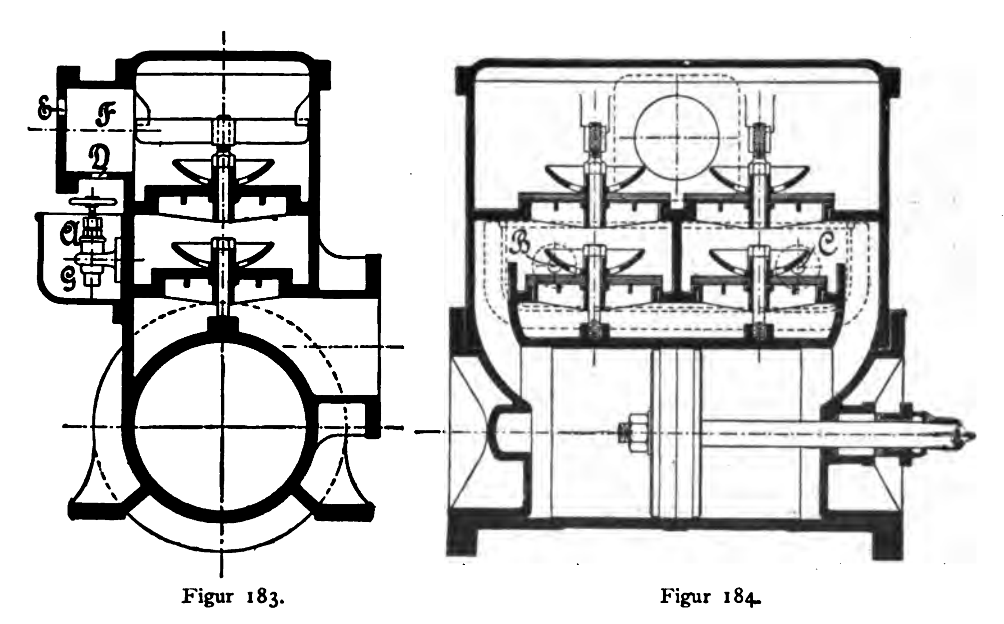
Bei Anwendung von Glyzerin findet zugleich eine Schmierung des Zylinders durch dasselbe statt.

Die Luftpumpe endlich der bei den Luftkompressoren genannten Firma



Figur 181. Figur 182.

POKORNY & WITTEKIND in Bockenheim-Frankfurt a. M., System KÖSTER ist in Figur 185 abgebildet. Das Wesentliche dieser Luftpumpe besteht darin, daß die



Figur 183. Figur 184.

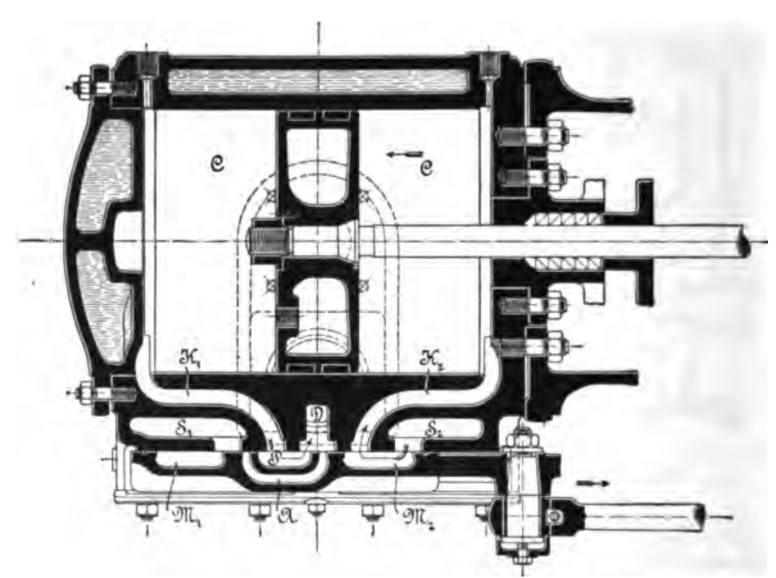
abzusaugenden Gase oder Dämpfe durch Kanäle M_1, M_2 und P im Schieberspiegel, sowohl angesaugt, als auch fortgedrückt werden.

Dadurch wird ein besonderer Schieberkasten entbehrlich, so daß also die Zugänglichkeit des Schiebers jedenfalls eine vorzügliche ist. Außerdem kann das

Rückschlagventil *V*, im Zylinder *C* festliegend, ebenfalls bequem zugänglich, untergebracht werden.

Für beide Zylinderseiten ist ein gemeinsames, federbelastetes Rückschlagventil vorgesehen. In dem Luftpuffer desselben wird atmosphärische Luft komprimiert, um beim Pumpen unreiner Gase eine Verschmutzung und starke Abnützung der Ventilführung zu vermeiden.

Der Druckausgleich geschieht durch einen in den Schieber eingegossenen



Figur 185.

Kanal *A* und er beginnt zwecks Erhöhung des volumetrischen Effektes kurz vor dem Todpunkt des Kolbens, um ebensobald nach demselben beendet zu sein. Das erreichbare und garantierte Vakuum entspricht bei geschlossenem Saugrohre einem absolutem Quecksilberdruck von 3—5 mm. Handelt es sich um ein höheres Vakuum, so werden Doppelpumpen verwendet, und zwar werden alsdann zwei, an sich gleiche, Zylinder hintereinander geschaltet. Für diese Pumpen wird von der ausführenden Firma Pokorny & Wittekind in Bockenheim-Frankfurt a. M. ein Vakuum von $^1/_2$—1 mm absoluten Quecksilberdruckes garantiert.

b) Kombinierte Luft- und Warmwasserpumpen.

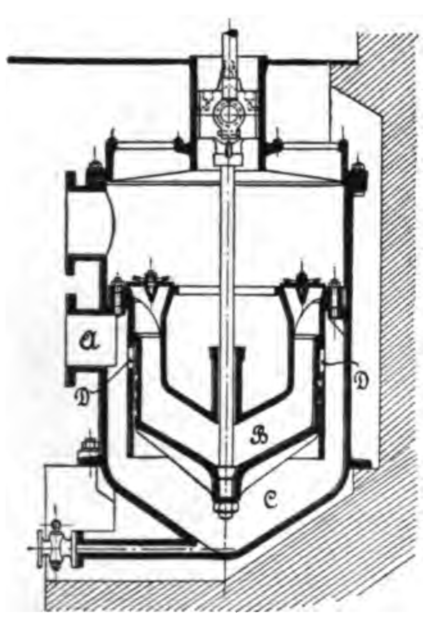
Die bei den Dampfmaschinen zur Erzeugung der Luftleere bezw. des Vakuums im Kondensator gebräuchlichen Luftpumpen oder Kondensatorpumpen haben nicht allein das bei der Kondensation gebildete warme Kondenswasser, sondern auch die hierbei freiwerdende Luft und endlich alle nicht völlig kondensierten Wasserdämpfe abzusaugen und in die Atmosphäre zu schaffen. Dieselben sind daher meistens kombinierte Wasserluftpumpen. Indessen ist die Eigenart der neueren Konstruktionen darin zu erkennen, daß bei ihnen eine getrennte Wasser- und Luft- bezw. Dampfförderung und Absaugung ausgeführt wird.

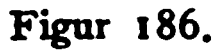
Hinsichtlich ihrer äußeren Bauart unterscheidet man stehende und liegende, ferner einfach und doppeltwirkende Luftpumpen. Die Ausführung einer stehenden Kondensatorluftpumpe der Firma Maschinenbauanstalt G. Kuhn in Stuttgart ist in Figur 186 dargestellt. Dieselbe bezweckt einen selbsttätigen Wasserzufluß

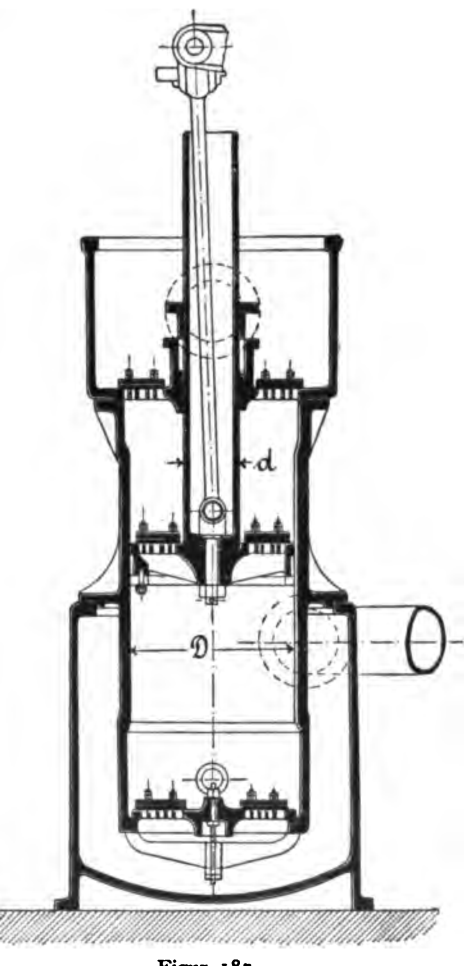
zur Luftpumpe zu ermöglichen, um dadurch den Kondensatordruck zu verringern.

Das Wasser-, Luft- und Dampfgemisch tritt bei *A* in den doppelwandigen Zylinder *C*, in dessen Inneren der hohle Kolben *B* sich auf- und niederbewegt. Eine ringförmige Öffnung *D* dient zum Eintritt der Luft und des Wassers, sobald der obere Rand des Kolbens den Ringkanal geöffnet hat. Das über dem Wasserspiegel befindliche Luft- und Dampfgemisch tritt zuerst über den Kolben. Durch den Niedergang des letzteren wird das unterhalb desselben befindliche Wasser aus dem Zylinder *C* verdrängt und in den Hohlraum des Kolbens gedrückt. Wenn auch beim Aufgang des Kolbens ein Teil des Wassers durch den Ring *D* wieder abfließt, so ist doch der Fortfall der Saugventile und die hierdurch bewirkte einfachere und billige Herstellung ein nicht zu unterschätzender Vorteil.

Eine gleichfalls stehende Luftpumpe mit Scheibenkolben sowie eine solche mit besonderer Luftableitung




Figur 186.



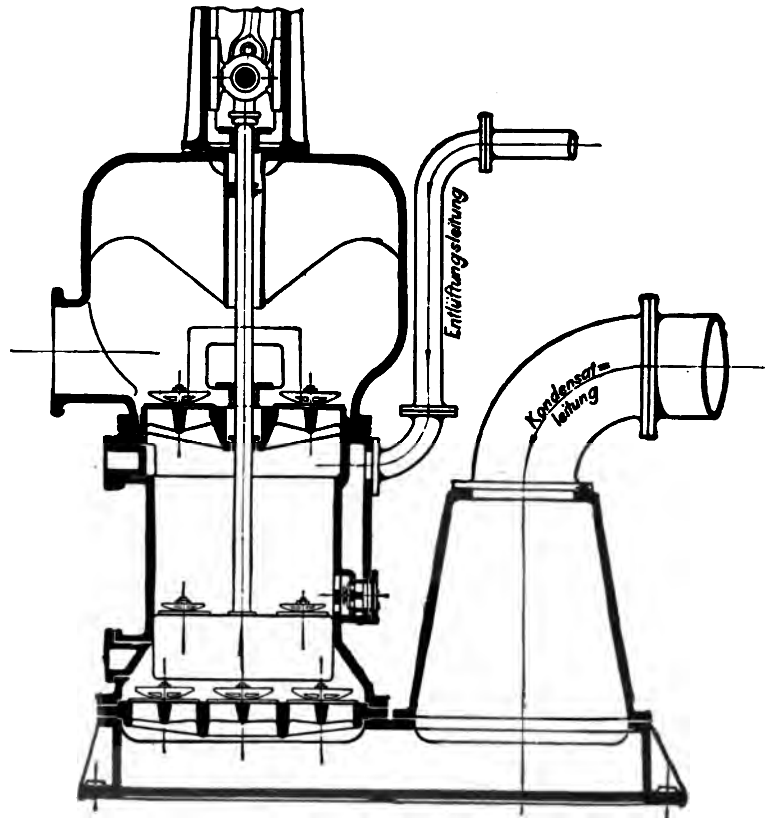
Figur 187.

der Siegener Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Siegen i. W. ist in den Figuren 187 und 188 dargestellt.

Bei der letzteren Pumpe ist das Absaugen der Luft sowohl örtlich wie zeitlich vom Absaugen des Wassers getrennt. Das letztere wird der Pumpe durch ein nach unten kegelförmig erweitertes Rohr zugeführt,[1] welches im tiefsten Punkte des Kondensators angeschlossen ist. Dieses Rohr ist ganz mit Wasser gefüllt und dient der hydrostatische Druck desselben mit dazu, die Ventilwiderstände und die eigene Massenträgheit der Wassersäule überwinden zu helfen.

[1] Z. d. Ing. 1901. Nr. 43. p. 1544.

Um das Luft- und Dampfgemisch abzusaugen, ist eine besondere Entlüftungsleitung angeschlossen, welche aus dem Kondensator an der kältesten Stelle desselben austritt und im Zylinder der Luftpumpe durch ein Ventil gegen diesen abgeschlossen mündet. Die Öffnungen dieses Ventils sind derartig in die Bahn des Kolbens gelegt, daß sie während des ersten Teiles des Kolbenhubes nicht mit dem Saugrohr in Verbindung stehen und erst frei werden, wenn der Kolben die pro Hub zu fördernde Wassermenge angesaugt hat. Im zweiten Teile des Hubes wird hierauf das Luft- und Dampfgemisch angesaugt, ohne daß es durch das bereits angesaugte Wasser vermöge der höher liegenden Einmündung des Entlüftungsrohres hindurchzutreten brauchte. Hierdurch wird eine Mischung von



Figur 188.

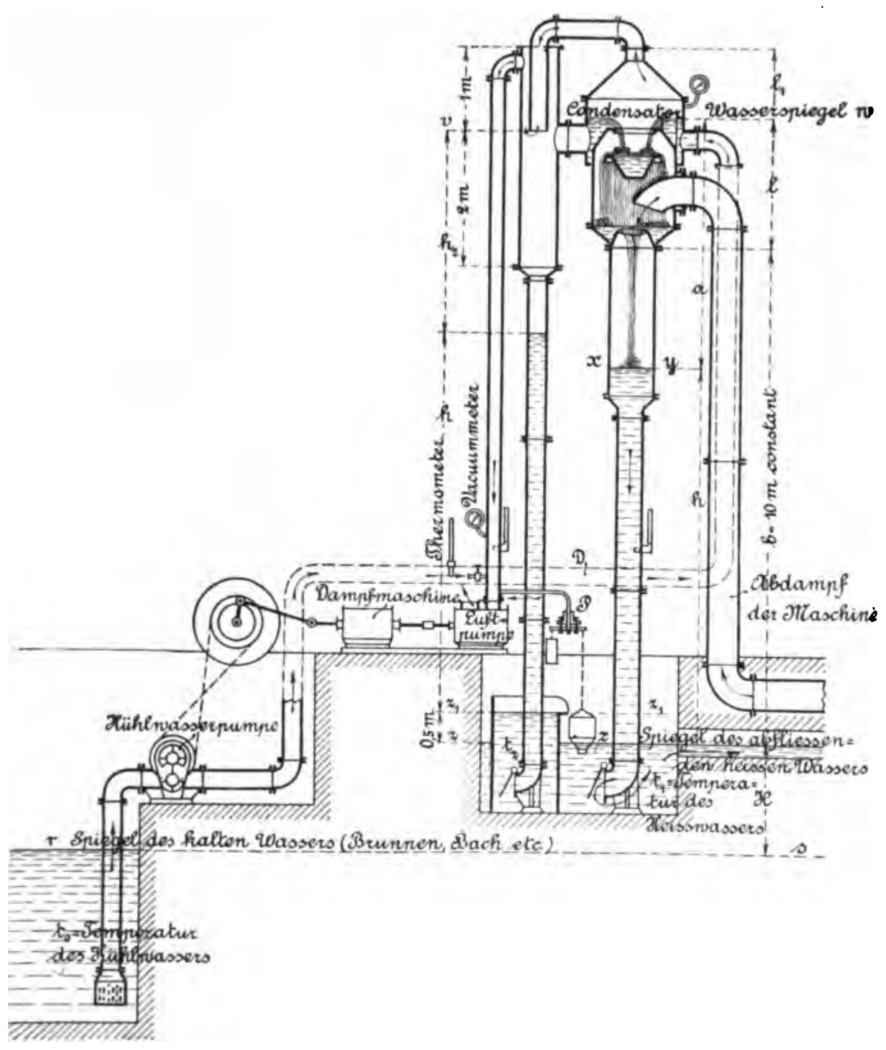
Luft und Wasser vermieden, also auch verhindert, daß Luft in beträchtlicher Menge vom Wasser gebunden wird, wodurch die Wirksamkeit der Luftpumpe verringert würde.

Eine der sinnreichsten Konstruktionen der letzteren Art ist die Gegenstromkondensationsanlage von Weiss (Figur 189 und 190), welche, da sie auch für andere Zwecke, als für Dampfmaschinenkondensationen, in der chemischen Industrie Anwendung gefunden hat, im Nachfolgenden etwas eingehender besprochen werden soll.

Um bei Mischkondensatoren eine möglichst günstige Ausnutzung des Kühlwassers zu erzielen, hat Weiss einen auf dem Gegenstromprinzip beruhenden Kondensator, einen sogenannten Gegenstromkondensator, konstruiert.

Das Kühlwasser tritt oben rechts seitlich, Figur 190, p. 232, in den als

stehenden Zylinder ausgeführten Kondensator ein, und fließt über eine Reihe halbkreisförmiger Querwände nach unten dem aufsteigenden Dampf entgegen. Der letztere tritt am unteren Ende des Kondensators seitlich bei B ein. Die im Kühlwasser enthaltende Luft, welche mit Wasserdampf gesättigt ist, wird sogleich mit dem nicht kondensierten Dämpfen an der höchsten Stelle durch eine trockene Luftschieberpumpe abgesaugt, während das Kühl- und Kondensations-



Figur 189.

wasser von der tiefsten Stelle des Kondensators durch ein, je nach dem gewünschten Vakuum kürzeres oder längeres, im Maximum 10—12 m tiefes Abflußrohr abfließt. Die Luft wird, da sie an der kühlsten Stelle des Kondensators abgesaugt wird, von relativ größter Dichtigkeit, also relativ kleinstem Volumen sein.

Eine neuere Anordnung des Weissschen Gegenstromkondensators, wie sie von der Firma Gustav Brinkmann & Co. in Witten a. Ruhr gebaut wird, ist in Figur 189 abgebildet. Die Gesamtförderhöhe der Wasserpumpe beträgt $H + b + l$, wovon jedoch die der Saugkraft des Kondensators entsprechende

Förderhöhe in Abzug kommt, welche z. B. bei 61 cm Vakuum 8 m beträgt. Für die Anlage dieser Gegenstromkondensatoren empfiehlt die ausführende Firma folgende Gesichtspunkte.

Bei der Disponierung der Höhen hat man immer vom Warmwasserspiegel zz auszugehen oder von der Überfallkante, welche dessen Höhe bestimmt. Den ersteren lege man so tief, als es die lokalen Verhältnisse (Grundwasserstand, Hochwasserstand eines benachbarten Flusses usw.) gestatten, ohne daß man Rückstau befürchten muß.

Alsdann lege man die Unterkante des Kondensatorkörpers um $b = 10$ m über jenen Untwasserspiegel zz.

Für die Kühlwasserpumpe soll man nie eine Zentrifugalpumpe, sondern nur Kapselräder- oder Klobenpumpen nehmen, damit sie imstande sind, ohne Veränderung der Tourenzahl das Wasser, entsprechend den verschiedenen Vakuumgraden, anf verschiedene Förderhöhe, welche

$$= H + 10\,\mathrm{m} + l - h$$

ist, zu heben.

Die Kühlwasserpumpe kann nie entbehrt werden, auch nicht, wenn der Wasserspiegel rs über zz läge, H also negativ wäre, es sei denn, daß der Kühlwasserspiegel rs sogar noch über dem Oberwasserspiegel vw im Kondensator läge.

Figur 190.

Durch die getroffenen Anordnungen sind folgende wesentliche Vorteile der Weissschen Konstruktion gegenüber anderen, früher besprochenen Systemen verursacht.

1. Die Luft hat eine über $2^1/_2$ mal größere Dichtigkeit als bei den unter sonst gleichen Umständen arbeitenden, nassen Luftpumpen, weshalb das Hubvolumen der Luftpumpe bedeutend kleiner sein kann als bei ersteren.
2. Hierdurch ist, weil eine kleinere Pumpe ausreicht, eine billigere Herstellung, sowie ein geringerer Kraftverbrauch der Anlage bewirkt.
3. Der Kühlwasserverbrauch ist beträchtlich kleiner als bei gewöhnlichen Einspritz- oder Mischkondensatoren, weil die Kühlwirkung des Wassers bedeutend besser durch das Gegenstromprinzip ausgenutzt wird, da dasselbe mit der Temperatur des zuströmenden Dampfes abfließt.
4. Der Raumbedarf und das Gewicht des Kondensators ist beträchtlich kleiner als bei anderen Systemen, wodurch die Aufstellung auch bei geringem, verfügbarem Raume ermöglicht ist.

Aus dem in Figur 190 dargestellten Diagramm, in welchem p_0 den größten im Kondensator auftretenden Druck, d den spezifischen Dampfdruck und l den spezifischen Luftdruck darstellt, geht deutlich hervor, wie mit abnehmender Temperatur die Dichtigkeit der Luft zunimmt und dieselbe an der höchsten Stelle, wo die Temperatur des Luft- und Dampfgemisches nahezu gleich der Temperatur des einfließenden Kühlwassers ist, so daß das Luftvolumen und der entsprechende Durchmesser der Dampf-Luftleitung entsprechend klein gewählt werden kann.

Ein Nachteil der WEISSschen Konstruktion liegt in dem 10—12 m tiefen bezw. hohen Abflußrohr zum Absaugen des warmen Wassers. Hierin ist für viele Anlagen eine Schwierigkeit der Aufstellung infolge der örtlichen Verhältnisse begründet.[1]

B. Die Kapselgebläse.

Während bei den beiden früheren Hauptklassen der Kolbengebläse die Bewegung des Kolbens oder Verdrängers eine rückkehrende, und zwar entweder eine geradlinig hin- und hergehende oder eine schwingende Bewegung war, ist dieselbe bei der nun folgenden Klasse eine, um eine oder mehrere Drehachsen fortlaufend umdrehende Bewegung.

In einem geschlossenen, zylindrischen Gefäß, der Kapsel oder dem Gehäuse, mit einer Lufteintritts- und Luftaustrittsöffnung befinden sich ein, zwei oder mehrere massive Flügel (Kolben oder Verdränger), welche auf horizontalen Achsen zweiseitig gelagert sind und durch ein oder mehrere außerhalb auf der Welle sitzende Zahnräder oder Riemenscheiben in Umdrehung versetzt werden. Die Flügel beschreiben daher Kreise und berühren mit ihrem äußersten Rande die Innenwand der Kapsel (bezw. lassen nur einen sehr kleinen Spielraum zwischen ersterem und letzterer), so daß die im Gehäuse eingeschlossene und nach jeder Umdrehung neu angesaugte Luft durch die Flügel verdrängt und in die Druckleitung geschafft wird, durch welche dieselbe dem Verwendungsorte zugeführt wird. In die sich abwechselnd vergrößernden und verkleinernden Zwischenräume zwischen den Flügeln und der Innenwand der Kapsel wird eine bestimmte Luftmenge eingeschlossen und von der Saugseite nach der Druckseite mitgenommen.

Da jedoch eine vollkommene Abdichtung der Flügel gegen die Kapsel oder das Gehäuse nicht ausführbar ist, so wird nicht alle Luft, welche von den Flügeln erfaßt wird, zur Druckleitung befördert werden, sondern ein Teil derselben durch die Spielräume nach der Saugseite zurückströmen, weshalb der volumetrische Wirkungsgrad um so geringer ist, je weniger dicht die Berührung der Flügel mit der Kapselwand ist, um so größer, je geringer der Spielraum zwischen beiden ist. Zur Ausfüllung des letzteren und möglichsten Abdichtung der Flügel gegen die Kapselwand sind verschiedene Mittel angewandt worden. wodurch der volumetrische Wirkungsgrad nicht unwesentlich erhöht worden ist,

Der mit diesen Gebläsen erzielbare Enddruck ist jedoch ein verhältnismäßig kleiner, die geförderte Luftmenge dagegen bei nicht zu hohem Drucke eine recht große, weshalb die Gebläse dieser Klasse hauptächlich dort mit Vorteil Anwendung finden, wo eine große Luftmenge bei mäßigem Drucke benötigt wird, so z. B. zur Beschaffung der Verbrennungsluft für Schmiedefeuer, für Schmelz- und Verbrennungsöfen. Die Vorteile und Nachteile dieser Gebläseklasse gegenüber den Kolbengebläsen mit hin- und hergehendem Kolben sind im wesentlichen folgende. Als Vorzüge können angeführt werden:

1. Große Luftmengen bei geringem Kraftbedarf,
2. Geringe Anschaffungskosten,
3. Seltene und leicht ausführbare Reparaturen,
4. Leichte und einfache Inbetriebsetzung und Wartung,
5. Geringer Raumbedarf,
6. Gleichmäßigkeit des Luftstroms,

während als Nachteile zu erwähnen sind:

---

[1] Näheres s. v. IHERING, „Gebläse", 2. Auflage, 1903, Theoret. Teil. Kapitel 7, G.

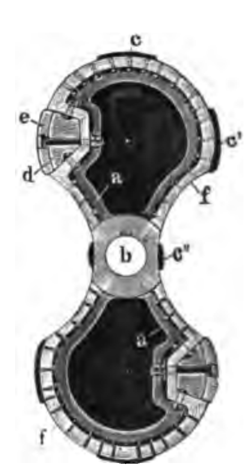
1. Geringer Kompressionsdruck,
2. Lästiges Geräusch während des Betriebes,
3. Schwieriges Abdichten der Flügel.

Eine Hauptausführungsform dieser Gebläse ist in Figur 191 abgebildet, das Gebläse von Root nach der Bauart der Ärzener Maschinenfabrik in Ärzen. Dasselbe kann als wichtigster Vertreter dieser ganzen Gruppe bezeichnet werden und ist auch unter dem Namen Rootsbläser oder Rootsblower allgemein bekannt. Es war zuerst auf der Pariser Weltausstellung des Jahres 1867 von dem Amerikaner Root ausgestellt. Die von ihm angegebene Konstruktion wurde bald Gemeingut aller Nationen und wird heute mit geringen Modifikationen von zahlreichen Firmen des In- und Auslandes gebaut.





Figur 191.



Figur 192.

Figur 192 zeigt eine Ausführung, bei welcher zum Zwecke besserer Abdichtung, leichterer Bearbeitung der Flügeloberfläche und zur Verringerung des Geräusches eiserne Flügel mit Holzbekleidung angewandt sind. Beide Flügel drehen sich in entgegengesetzter Richtung, was durch zwei gleichgroße, außerhalb des Gehäuses liegende Zahnräder bewirkt wird. Unten ist der Eintritt, oben der Austritt der Luft.

Die Leistungen und Dimensionen der Rootgebläse der Sächsischen Maschinenfabrik in Chemnitz ergibt folgende Tabelle:

Nr.	Anzahl der Schmiedefeuer	Höchstes Schmelzquantum bei 50 cm Wassersäule	Flügel		Antriebriemenscheibe			Kraftbedarf	Gewicht	Wenn mit Dampfmaschine	
			Durchmesser	Breite	Durchmesser	Breite	Tourenzahl in der Minute			Zylinderdurchmesser	Hub
		kg	mm	mm	mm	mm		kg	kg	mm	mm
B 1	10— 20	2000	400	800	300	90	400	3	650	—	—
B 1a	20— 30	3000	400	1000	300	90	400	5	700	—	—
B 2	30— 40	4000	500	1000	350	130	380	7	1050	200	200
B 2a	40— 50	5000	500	1250	350	130	380	9	1200	250	200
B 3	50— 60	6500	600	1200	400	160	350	14	1800	300	200
B 3a	60— 75	8500	600	1500	400	200	350	18	2900	300	200
B 4	75—100	12000	750	1500	550	250	320	28	3300	380	300
B 4a	100—130	15000	750	2000	550	250	300	35	3700	380	300

Über die Leistungen eines solchen Gebläses nach Figur 191, welches von der Ärzener Maschinenfabrik ADOLPH MEYER in Ärzen (Provinz Hannover) ausgeführt und durch das Maschinenlaboratorium der kgl. Technischen Hochschule zu Charlottenburg auf seine Leistung geprüft worden war, gibt die folgende Tabelle Aufschluß.[1])

Versuchsresultate eines Rootsgebläses System MEYER-Ärzen.

Luftpressung in Millimeter Wassersäule	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800	1900	2000
Kraftverbrauch des Gebläses einschließlich Vorgelege in PS	3,5	4,4	4,92	5,33	5,97	6,54	7,41	8,03	8,62	9,25	9,75	10,66	11,21	12,0	2,81	13,81	14,0
Gelieferte Luftmenge in der Minute in cbm	31,68	31,38	31,50	31,20	30,60	30,66	30,18	30,18	29,52	29,58	28,26	28,80	28,62	28,68	28,64	28,64	27,90
Volumetrischer Wirkungsgrad	0,964	0,953	0,953	0,930	0,910	0,904	0,888	0,888	0,861	0,839	0,835	0,850	0,834	0,828	0,821	0,820	0,797
Tourenzahl des Rootsgebläses in der Minute	403	403	403	403	405	405	406	407	406	405	398	398	401	403	408	402	403
Effektive Arbeit des Gebläses in geförderter Luft in PS	2,615	3,24	3,90	4,41	4,93	5,55	5,98	6,58	7,03	7,60	7,8	8,51	9,00	9,51	10,00	10,50	10,80
Dynamischer Wirkungsgrad	0,748	0,737	0,793	0,828	0,825	0,853	0,810	0,820	0,815	0,832	0,805	0,800	0,803	0,794	0,780	0,790	0,770

Wie hieraus folgt, beträgt der dynamische Wirkungsgrad im Maximum 0,853 bei einer volumetrischen Leistung von über 90 % und einer Luftpressung von 900 mm; überhaupt sind die in der Tabelle angeführten Werte als außerordentlich günstige zu bezeichnen.

C. Die Schleudergebläse.

Wie bereits oben erwähnt, besteht die Wirkungsweise der Schleudergebläse oder Zentrifugalgebläse, auch Ventilatoren oder Exhaustoren genannt, darin, daß durch ein in einem geschlossenen Gehäuse umlaufendes Flügelrad der zwischen den Schaufeln befindlichen und durch seitliche, achsiale Öffnungen fortwährend nachströmenden Luft eine große Geschwindigkeit erteilt wird. Die dieser Geschwindigkeit entsprechende Zentrifugalkraft schleudert die Luftteilchen aus dem Rade in ein spiralförmig nach der Austrittsöffnung sich erweiterndes Gehäuse, den Aufnehmer oder Diffusor.

Die Wirkung der Ventilatoren ist entweder eine saugende oder blasende, je nachdem sie die Luft aus einem bestimmten Raume absaugen und in die freie Luft ausblasen oder aus der Atmosphäre angesaugte Luft in eine Rohrleitung drücken, von welcher sie dem Orte ihrer Anwendung zugeführt wird. In beiden Fällen besteht zwischen der Spannung der Luft vor dem Eintritt in das Gebläse und hinter demselben ein Unterschied, welcher gewöhnlich bei saugenden Gebläsen die Depression, bei blasenden die Pressung oder kurzweg der Druck genannt wird. Beide Druckunterschiede werden gewöhnlich in mm-Wassersäule gemessen. Da 1 Atm. einer Wassersäule von rund 10 m entspricht, so stellt 1 mm Wassersäule einen Druckunterschied von 0,0001 Atm. oder z. B. eine

[1]) Stahl und Eisen. 1. August 1904. Nr. 15. p. 889.

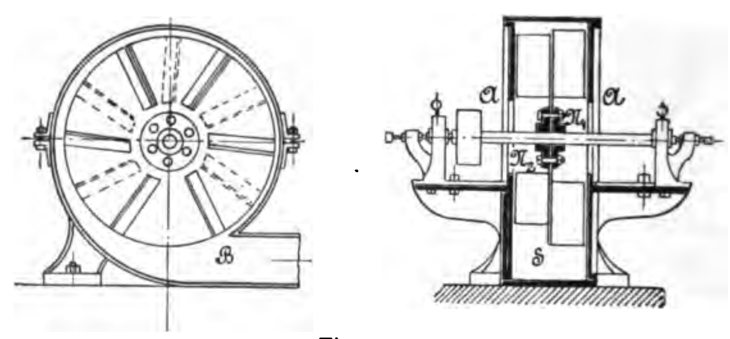
Höhe von 100 mm einen solchen von 0,1 Atm. dar. Im Gegensatz zu der vorgenannten Klasse der Gebläse sind die mit den Schleudergebläsen erzielten Pressungen wesentlich geringer, indem dieselben 100—200 mm Wassersäule selten übersteigen.

Eine bemerkenswerte Ausnahme hiervon machen nur die in neuester Zeit gebauten, durch sehr rasch laufende Dampfturbinen angetriebenen Gebläse, bei welchen Drucke bis zu 5 m Wassersäule, also etwa 0,5 Atm., erzielt sind.

Bei der außerordentlichen Vielseitigkeit der ausgeführten Konstruktion würde es zu weit führen, auch nur den Versuch einer erschöpfenden Darstellung der Verschiedenartigkeiten zu geben und sollen nur einige Hauptvertreter namhaft gemacht werden. Hinsichtlich der äußeren Bauart kann man folgende vier große Hauptgruppen unterscheiden:

1. Schleudergebläse ohne Verteiler oder Diffusor,
   a) mit geraden Flügeln oder Schaufeln,
   b) „ krummen „ „ „
2. Schleudergebläse mit Verteiler oder Diffusor,
   a) mit geraden Flügeln oder Schaufeln,
   b) „ krummen „ „ „

Die Ausführungsform eines einfachsten Schleudergebläses mit geraden Flügeln ist in Figur 193 in Ansicht und Vertikalschnitt gegeben.



Figur 193.

Auf der zu beiden Seiten des Gehäuses gelagerten Welle ist mittels der Naben N_1 und N_2 die Blechscheibe S befestigt, an welcher beiderseits durch Winkeleisen je sechs gerade Schaufeln befestigt sind. Die Luft wird von beiden Seiten des Gehäuses durch die Öffnungen A eingesaugt und bei B ausgeblasen.

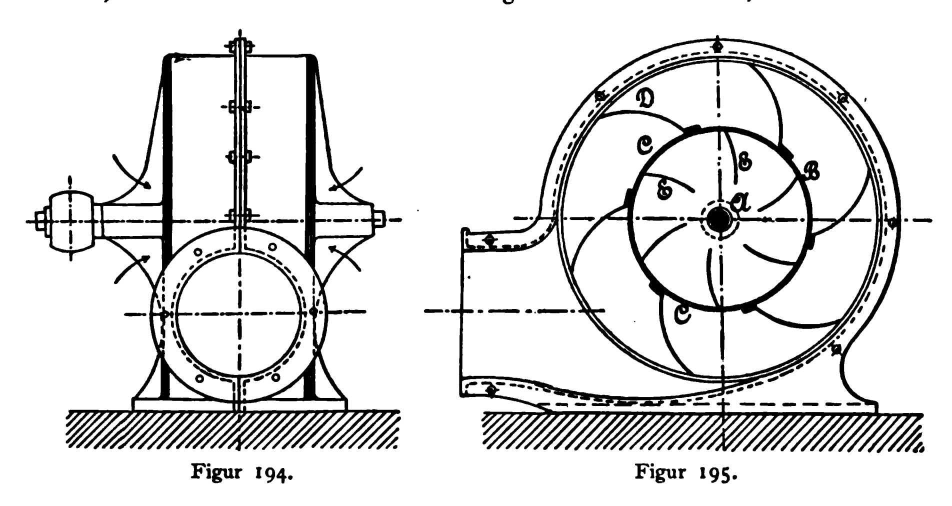
Dieser Ventilator findet seiner einfachen und billigen Herstellung wegen noch vielfach Anwendung als Schmiedegebläse, sowie für Gießereien, seltener zur Lüftung von Gebäuden, da das bei geraden Flügeln infolge des Eintrittes der Luft mit Stoß auftretende starke Geräusch seine Anwendung für diesen Zweck untunlich erscheinen läßt.

Das in den folgenden Figuren 194—198 dargestellte Gebläse von Capell ist mit krummen Schaufeln versehen, war jedoch in seinen älteren Ausführungen, wie es in den Figuren 194 und 195 gezeigt ist, nicht mit einem Diffusor oder Verteiler versehen.

Derselbe besteht, wie aus Figuren 195 und 196 ersichtlich ist, aus einer auf der Achse A befestigten zylindrischen Trommel B, welche mit einer der Flügelzahl gleichen Anzahl von Öffnungen C versehen ist. Sowohl innerhalb wie außerhalb der Trommel sind gekrümmte Schaufeln D und E befestigt. Der

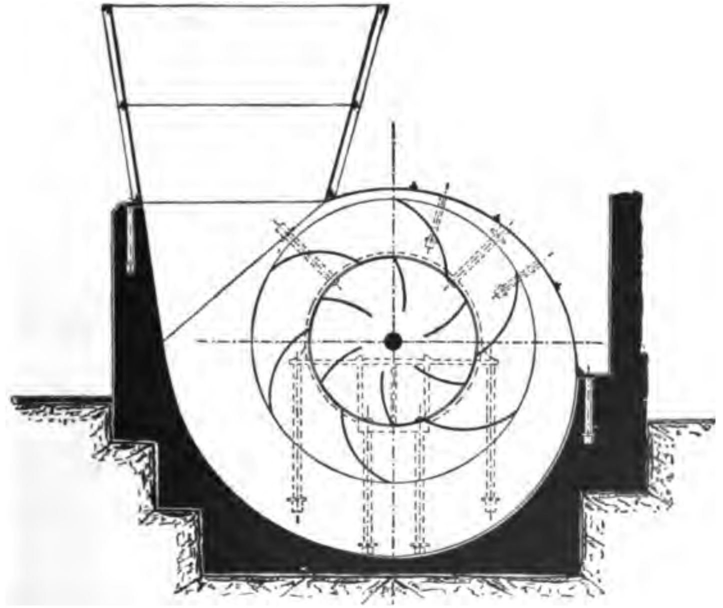
Durchmesser des Schaufelrades ist fast gleich jenem des Gehäuses, welches das Rad einschließt.

Die Saugöffnungen befinden sich zu beiden Seiten des Gehäuses und können, falls der Ventilator aus einem geschlossenen Raume, einer Trocken-



Figur 194. Figur 195.

kammer, Entstaubungsanlage oder dergl. absaugen soll, mit Saugrohren versehen werden. Die nächste Figur 196 zeigt ein größeres Gebläse von Capell, wie solches für die Ventilation von Bergwerken vielfach Anwendung gefunden hat, im Querschnitt, und die beiden Figuren 197 und 198 die äußere Anlage



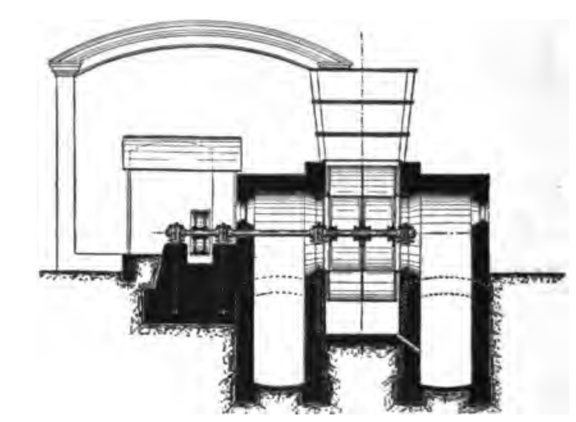
Figur 196.

eines solchen Gebläses, welches doppelseitig saugend wirkt und durch eine Betriebsdampfmaschine angetrieben wird. Bei der letzteren Ausführung beträgt der Durchmesser des Ventilators 4 m, die Flügelbreite 1,6 m. Die für den Betrieb solcher Ventilatoren erforderliche Kraft beträgt, wie im vorliegenden Falle, etwa

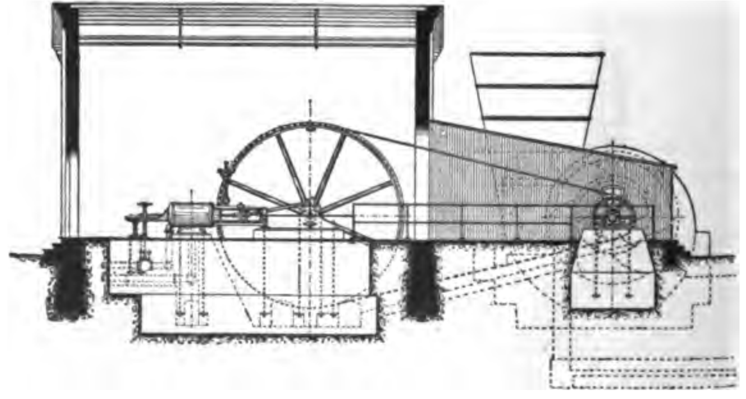
500 PS. Von einem ähnlichen Ventilator von 3,75 m Durchmesser und 2 m Breite, welcher auf einer Rheinischen Grube Aufstellung gefunden hat, wurden bei einem Versuche folgende Werte ermittelt, welche in der folgenden Tabelle zusammengestellt sind.

Versuch Nr.	n	V_2 a. d. Maßstelle	h mm	Ni PS.	Ne	ηd
1	72	2989	186	229,23	119,29	52 %
2	80	3292	223	310	157,9	51 %
3	87,5	3629	269	390	207,8	53 %

Darin bezeichnet n die minutliche Umdrehungszahl des Ventilators, V_2 die Luftmenge in der Minute in cbm, welche vom Ventilator angesaugt wurde, N_i die indizierte Leistung der Dampfmaschine, N_e die Nutzleistung des Ventilators in PS., h die erzeugte Depression in mm Wassersäule und ηd den dynamischen Wirkungsgrad oder das Verhältnis der Leistung N_e zu N_i, welches in der Tabelle in $^0/_0$ ausgedrückt ist.



Figur 197.



Figur 198.

Von bekannteren neueren Systemen von Ventilatoren sind als die wichtigsten die folgenden Systeme zu nennen, und zwar die Ventilatoren von G. Schiele & Co., Bockenheim bei Frankfurt a/M., F. Pelzer, Maschinenfabrik in Dortmund.

A. GEISLER, Düsseldorf, A. RATEAU, gebaut von der Maschinenfabrik von SCHÜCHTERMANN & KREMER in Dortmund, ferner der Ventilator von SER, welcher hauptsächlich in Frankreich Anwendung findet, und der Ventilator von DAVIDSON, welcher hauptsächlich in England zur Ausführung gelangt ist.

Für die chemische Industrie von besonderer Bedeutung zum Absaugen solcher Gase und Dämpfe, welche Metalle angreifen, sind die Ventilatoren oder Exhaustoren aus Steinzeug, wie solche von der deutschen Steinzeugwarenfabrik für Kanalisation und chemische Industrie in Friedrichsfeld in Baden, den Vereinigten Tonwarenwerken in Charlottenburg und anderen Firmen gebaut werden.

Einem Berichte[1] über die Untersuchung von Exhaustoren aus Steinzeug der erstgenannten Firma, welche Professor LINDNER in Karlsruhe vor einiger Zeit angestellt hat, ist Nachfolgendes entnommen.

Die Steinzeugexhaustoren dieser Firma dienen zum Absaugen von sauren Gasen, die mit Eisen oder anderen Metallen nicht in Berührung kommen dürfen. Die Ventilatoren werden von der genannten Firma in zwei Größen, und zwar:

Nr. I mit 600 mm Flügelraddurchmesser und 200 mm Rohrweite
Nr. II mit 400 mm „ „ 150 mm „

gebaut. Die Umfangsgeschwindigkeit der Räder kann bis zu 45 m/Sek. gesteigert werden. Die Anordnung ist so getroffen, daß die Gebläse die Gase von beiden Seiten symmetrisch ansaugen und sie nach außen in den Umlauf des Gehäuses und in den tangential anschließenden Blasehals auswerfen. Im Inneren des Gehäuses ist die eiserne Welle mit Steinzeughülsen umkleidet, welche beiderseits am Flügelrade bis in die Stoffbüchse reichen, durch welche die Welle nach außen tritt, so daß eine Berührung der sauren Gase mit den Metallen so gut wie ausgeschlossen ist. Bezüglich der Versuchsergebnisse und der weiteren höchst interessanten Berechnungen und Folgerungen auf Grund derselben sei auf die vorstehend zitierte Quelle verwiesen.

2. Kapitel.

Maschinen zur Formveränderung, Zerkleinerungsmaschinen.

Die Zerkleinerungsmaschinen spielen in der chemischen Industrie eine wichtige Rolle, da einmal eine große Menge von Fertigprodukten und Handelswaren in ganz zerkleinertem Zustande, meistens sogar in Mehlform in den Handel gebracht werden müssen, wie z. B. Zement, Superphosphatmehl, künstliche Dungmittel, Knochenmehl, zahlreiche Farbstoffe usw., und andererseits zur Aufschließung und Ausführung der chemischen Reaktionen der Säuren usw. auf die festen Rohprodukte dieselben möglichst zerkleinert in die Arbeitsprozesse eingeführt werden müssen.

Bei der großen Menge verschiedenartig wirkender Maschinen dieser Art erscheint es erforderlich, dieselben hinsichtlich der Wirkung der in ihnen tätigen, bewegten Organe einzuteilen. Man kann nach diesem Gesichtspunkte die folgende Einteilung wählen.

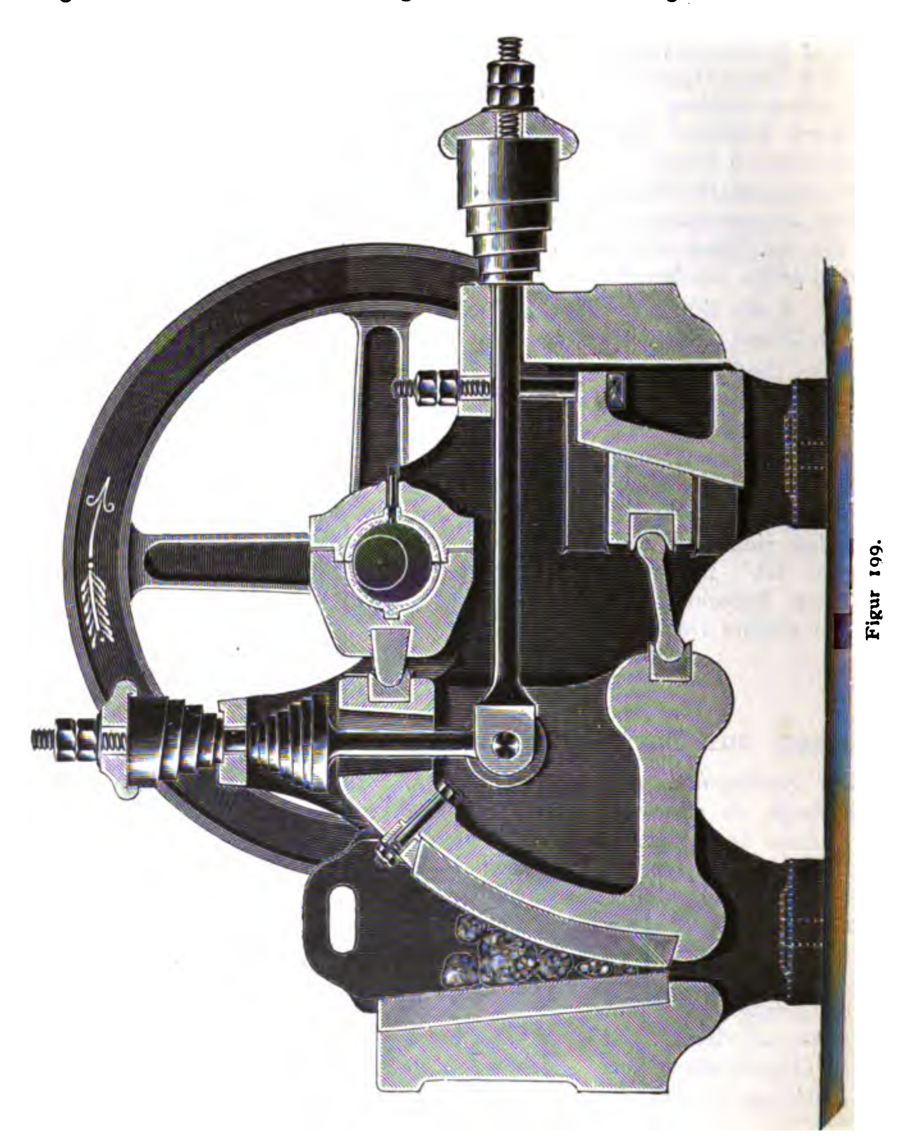
A. Bloße Druckwirkung.

1. Eine feste und eine schwingende Fläche, Kauwerke, Steinbrecher, Backenquetschen.

Bei denselben wird in einem dreiseitig geschlossenen kastenförmigen Behälter eine schrägliegende Fläche, welche mit Zähnen oder Rippen versehen ist, in schwingende Bewegung versetzt, wodurch bei der Bewegung gegen die feste,

[1] Zeitschrift für angewandte Chemie. 1903. Heft 49.

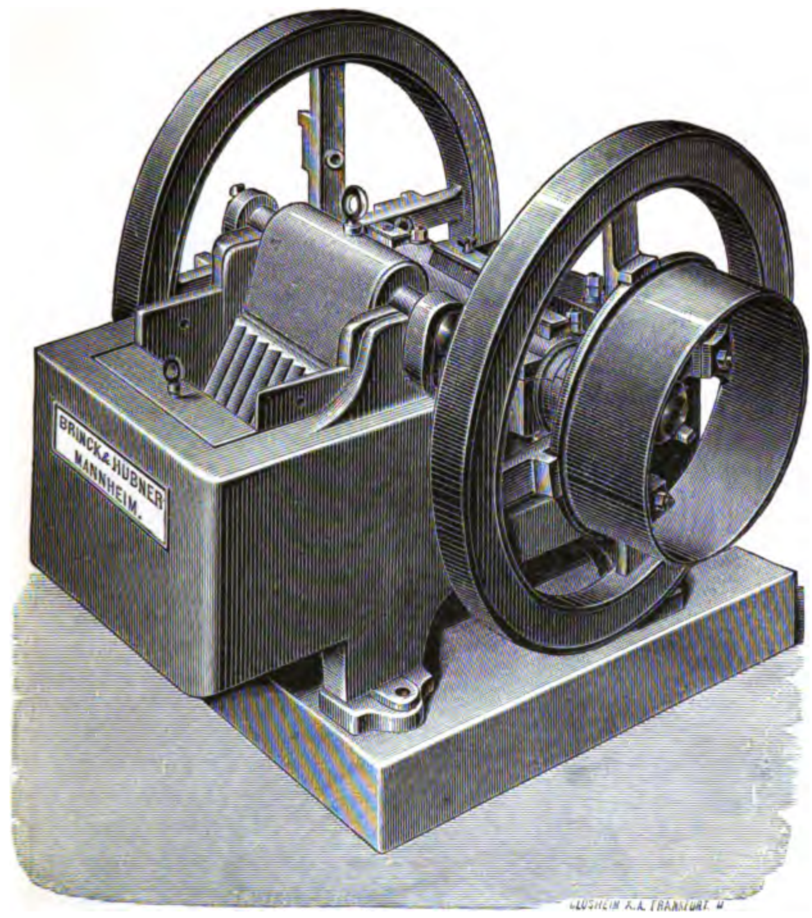
gegenüberliegende Fläche hin ein Zermalmen der zwischengebrachten Materialien erfolgt. In Figur 199 ist ein solcher Steinbrecher der Firma BREUER & Co. in Höchst a/M. abgebildet. Die schwingende Fläche liegt innen und wird an ihrem oberen Ende durch einen auf der Antriebswelle befindlichen Exzenter hin- und herbewegt, während das untere Ende durch ein Kniehebelgelenk eine geringe Beweglichkeit erhält. Die Wirkungsweise ist aus der Figur ohne weiteres ver-



Figur 199.

ständlich. Figur 200 zeigt einen solchen Steinbrecher der Firma BRINCK & HÜBNER in Mannheim, bei welchem das untere Ende des Steinbrechers in schwingende Bewegung versetzt wird, während das obere Ende aufgehangen ist. Die untere Weite des Brechmaules ist so eingerichtet, daß dieselbe auch während des Ganges der Maschine verstellbar gemacht werden kann, so daß in möglichst weiten Grenzen beliebig fein oder grob gebrochen werden kann. Die Brechmaulweite dieser Maschinen schwankt zwischen 200 auf 150 mm, bis 1000 auf

400 mm und der Kraftbedarf dementsprechend von 1—2 PS. bis zu 14—18 PS., wobei die annähernde Leistung je nach der eingestellten Mund- oder Maulweite



Figur 200.

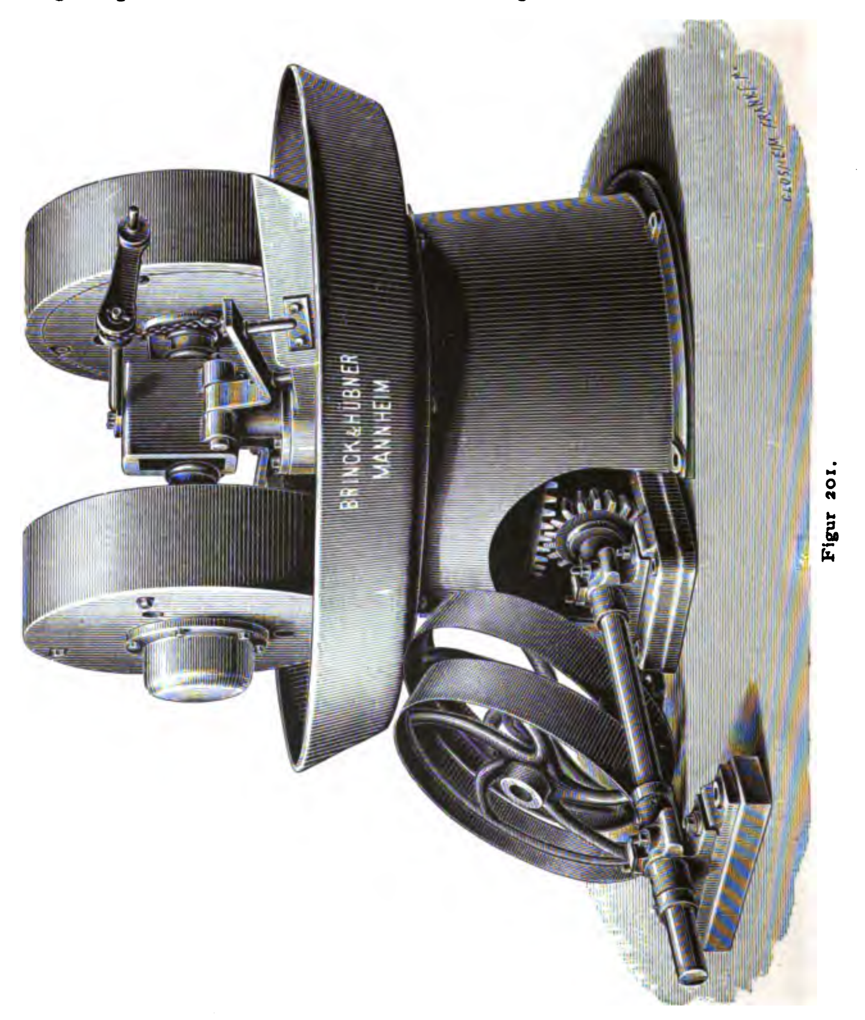
1—2 t bezw. bei den größten Nummern 20—30 t (à 1000 kg) in der Stunde beträgt.

2. Eine feste und eine rotierende Fläche.

Hierher gehören die Kollergänge und die Pendelmühlen. Bei diesen Maschinen wälzt ein zylindrischer, aus Stein oder Hartguß hergestellter Körper auf einer festen Unterlage, bezw. bei den Pendelmühlen an einem vertikal stehenden zylindrischen Rande. Durch die wälzende Bewegung wird das zwischen die umlaufenden Körper und die festen Unterlagen gebrachte Material zerquetscht und zerkleinert. Durch geeignete Schaufelvorrichtungen ist dafür gesorgt, daß das Material möglichst immer vom Rande nach den Richtungen der Wälzbahn der Steine oder Pendel geschafft wird.

In Figur 201 ist ein Kollergang der Firma Brinck & Hübner in Mannheim dargestellt, bei welcher Ausführung zwei Läufersteine vorhanden sind, welche in der oben offenen Schale rotieren. Der Antrieb erfolgt von unten her durch eine stehende Welle, so daß die Schale von allen Seiten leicht zugänglich ist.

Die zu mahlenden Materialien werden entweder von Hand mittels Schaufel direkt in die Schale eingeworfen oder von einem Elevator gehoben oder durch einen zwischen den Läufern auf den Kopf der stehenden Welle aufgeschraubten Trichter eingeführt. Durch ein zweckmäßiges Scharr- und Rechenwerk wird das Material beständig unter die Läufer geschoben und schließlich von einem Abstreicher nach der Ausfallöffnung gebracht. Man kann die Kollergänge kontinuierlich oder periodisch betreiben, ersteres ergibt natürlich eine viel größere Leistungsfähigkeit, macht aber, wenn das Mahlgut zu einer bestimmten Feinheit



Figur 201.

verarbeitet werden soll, unbedingt die Anlage einer Sieberei notwendig. Letztere wird so disponiert, daß das vom Siebe ausgeschiedene, noch zu grobe Material selbsttätig auf den Kollergang zur weiteren Zerkleinerung zurückkehrt.

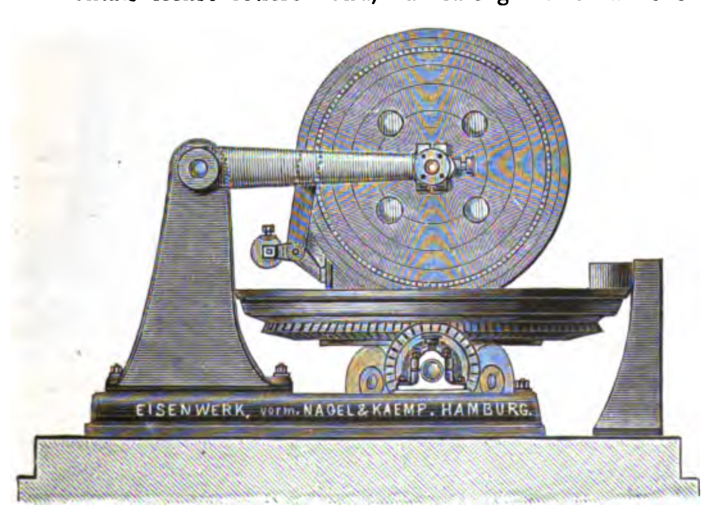
Um bei Verarbeitung teuerer Materialien oder giftiger Stoffe das Stauben zu verhüten, wird über den Kollergangschüsseln häufig eine eiserne Haube angebracht, welche die Maschine dicht abschließt. Sämtliche Kollergänge eignen sich auch zum Naßmahlen.

Die Kollergänge werden mit Läufern von 500—2000 mm Durchmesser ausgeführt und ist die Tourenzahl, die annähernde Leistung und der ungefähre Kraftbedarf derselben aus der nachfolgenden Tabelle zu ersehen.

Modell-Chiffre N	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Läufer Durchmesser in Millimeter	500	650	800	900	1000	1100	1200	1350	1650	2000
Läufer Breite in Millimeter	200	200	250	280	300	300	320	400	400	500
Ungefähres Gewicht der Läufer in Kilo	250	300	500	700	1000	1500	2000	2500	3500	5000
Zahl der Umdrehungen pro Minute:										
der Läufer	28	25	20	18	16	14	12	12	10	10
der Riemenscheiben . .	100	88	85	85	64	64	60	60	50	60
Annähernde Leistung in 10 Stunden in Kilo je nach Beschaffenheit des zu vermahlenden Materials	150 bis 400	160 bis 500	450 bis 1500	750 bis 2300	1200 bis 3700	1800 bis 5500	2400 bis 7400	3700 bis 11000	6000 bis 14000	12000 bis 16000
Ungefährer Kraftverbrauch in Pferdekraft je nach Art des Mahlgutes	$^1/_2$	1	$1^1/_2$	2	4	5	6	7	10	15
Betriebsriemenscheibe:										
Durchmesser in Millimeter	400	500	600	700	800	1000	1200	1200	1500	1600
Breite in Millimeter	80	100	120	140	150	150	150	180	180	250
Raumverbrauch zur Aufstellung in Meter Länge	1,5	1,75	2	2,7	3	3,1	3,5	3,8	4	4,2
Raumverbrauch zur Aufstellung in Meter Breite	1,2	1,3	1,5	1,7	2	2,1	2,2	2,5	2,8	3
Ungefähres Gewicht der kompletten Maschine nach Modell N in Kilo	1560	1780	2950	3200	5200	6100	8500	10000	16000	23000

In Figur 202 ist ein Kollergang mit rotierender Bodenplatte der Firma Eisenwerk (vormals NAGEL & KAEMP) A.-G. in Hamburg abgebildet.

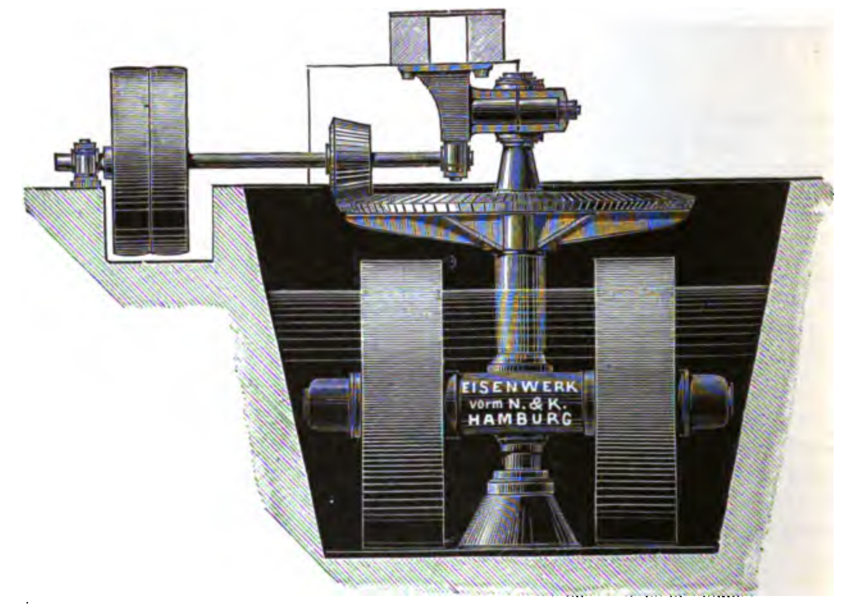
Bei dieser Konstruktion wird die Drehung um die vertikale Achse von der Bodenplatte ausgeführt, während die Steine — jeder für sich — um eine besondere horizontale Achse rotieren und, um eine gemeinschaftliche horizontale



Figur 202.

Achse schwingend, parallel zu sich selbst ausweichen können. Die aus Sektoren zusammengesetzte Mahlbahn, sowie die Mahlringe der Läufer sind aus Hartguß und leicht auswechselbar. Der verzahnte Teller läuft auf Rollen. Die treibende Welle liegt unterhalb des Tellers und ist durch diese Lage schon gegen Staubeinflüsse geschützt.

Häufig sind die Zerkleinerungen unter Wasser vorzunehmen, um die durch etwaige Funkenbildung mögliche Explosionsgefahr der zu zerkleinernden Materialien auszuschließen. In diesem Falle werden Naßkollergänge ausgeführt, wie ein solcher in Figur 203 abgebildet ist, der eine Ausführung der vorgenannten Firma darstellt. Endlich kommt es häufig vor, daß die zu mahlenden Materialien in warmem oder heißem Zustande zerkleinert werden müssen, in welchem Falle Kollergänge mit durch Dampf geheizter Bodenplatte Anwendung finden. Ausführungen dieser Art wurden früher von der Firma FREDERIKING in Leipzig gemacht, bei welchen in die Bodenplatte eine schmiedeeiserne Dampfspirale ein-



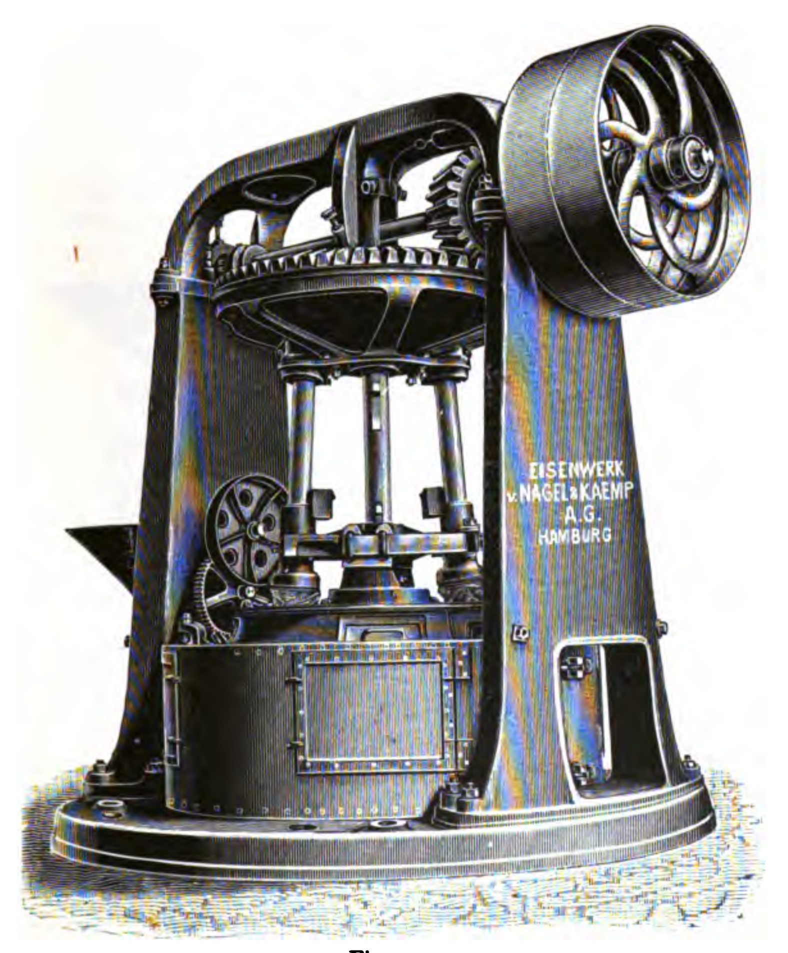
Figur 203.

gegossen war, deren Zu- und Ableitung nach außen geführt wurde. Der Heizdampf trat in die äußeren Schlangen ein, strömte nach der Mitte zu, von wo das Dampf- und Kondensationswassergemisch abgeleitet wurde.

Während bei dem Kollergange, wie bereits erwähnt, das Zerkleinern durch die auf einer horizontalen Ebene umlaufenden Läufersteine erfolgt, geschieht dasselbe bei den gleichfalls hierher gehörigen Pendelmühlen durch pendelartig aufgehängte Läufersteine, welche gegen eine aus Hartguß hergestellte Wand anlaufen. Eine Ausführung dieser Art der vorgenannten Firma Eisenwerk vorm. NAGEL & KAEMP ist in den Figuren 204 und 205 abgebildet. Durch ein konisches Räderpaar wird eine mittlere stehende Welle *h* in Umdrehung versetzt, welche am oberen Ende eine zwei-, drei- oder mehrarmige Traverse *g* trägt, an welcher in Kugellagern *f* die Pendelstangen *d* aufgehangen sind, die an ihrem unteren Ende die kegelförmigen Läufersteine *c* tragen. Durch die Zentrifugalkraft werden dieselben gegen den festen Rand *b* des unteren Gehäuses angepreßt, wobei gleichzeitig infolge der Reibung eine rollende Bewegung zwischen den Läufern und der festen Wand stattfindet. Die Einfüllung des Mahlgutes erfolgt durch den Trichter *v* und eine in dem Einlaufrohre angebrachte Förderschnecke. Über dem Gehäuse ist eine aus dünnem Eisenblech hergestellte Schutzhaube *q* angebracht, welche mit den Pendeln umläuft und somit ein Entweichen von Staub und einen Verlust von Mahlgut verhindert. Durch unterhalb der

Läufersteine *c* angebrachte Mitnehmer oder Schaufeln *a* wird das Mahlgut fortwährend von der Mitte nach dem äußeren Rande bewegt und zwischen die arbeitenden Flächen gebracht. Das fein zermahlene Gut kann in der Richtung des Pfeiles *p* durch eine Anzahl am Rande angeordneter Ablauföffnungen *t*, welche im Grundriß erkenntlich sind, abgeführt werden. Zwischen dem oberen Rande der Mahlfläche *b* und diesen Ablaufrinnen ist ringsherum ein Sieb angeordnet, durch welches die gröberen, noch nicht genügend zerkleinerten Teilchen zurückgehalten und dem Mahlgange von neuem zugeführt werden.

Eine eigenartige Pendelmühle wurde durch den Amerikaner Griffin eingeführt, deren Eigentümlichkeit darin besteht, daß eine auf der Pendelwelle

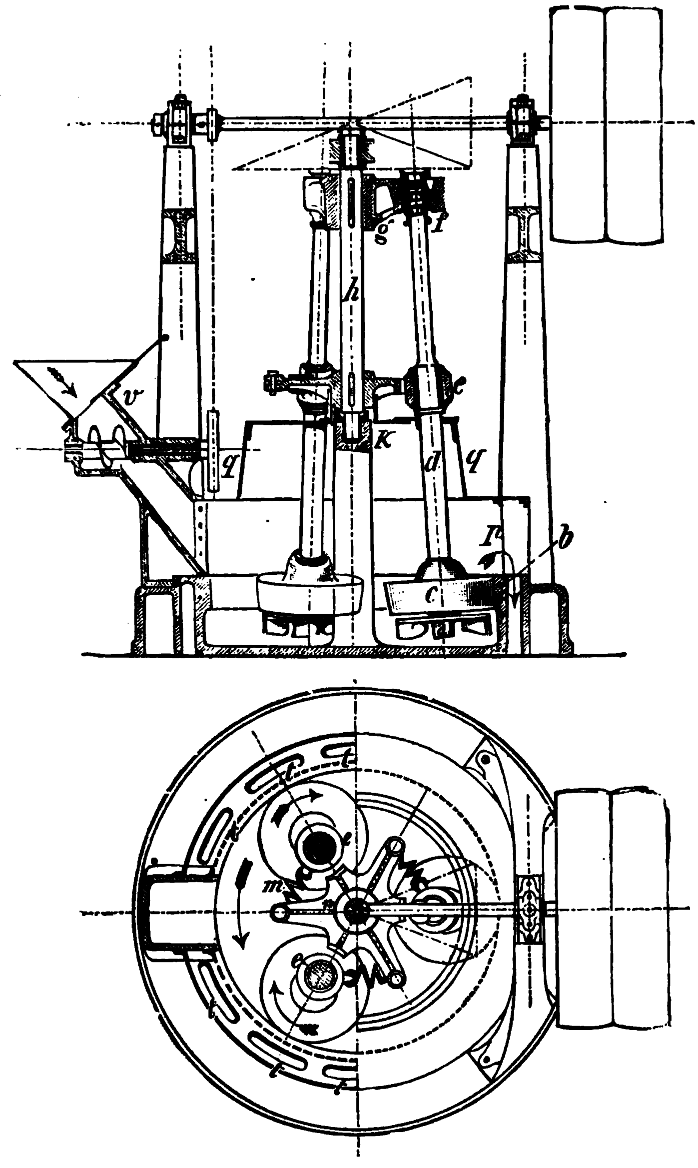


Figur 204.

sitzende Walze gegen den Rand eines Hartgußringes herumläuft. Zur Erklärung der Wirkungsweise kann man sich ein Gewicht an einer Schnur angehängt denken und zwar oberhalb eines liegenden Ringes innerhalb der Achse, so daß das Gewicht am inneren Rande herumlaufen kann. Denkt man sich nun die Schnur gedreht, so wird bei zunehmender Geschwindigkeit das Gewicht aus der senkrechten in die schräge Lage abgelenkt werden und läuft bei wachsender Geschwindigkeit an dem Rande des Ringes herum, daselbst einen Druck ausübend, der von dem Gewicht des Walzenkörpers und seiner Umlaufsgeschwindigkeit abhängig ist. Die Lagerung ist oberhalb am obersten Ende der Pendelwelle

in einem Kurbellager angebracht und ist infolgedessen eine freie Beweglichkeit des Pendels innerhalb des Mörsers möglich.

Bei den gewöhnlichen Ausführungen beträgt der Druck zwischen Mahlkörper und Mörserring etwa 8000 kg. Außerhalb des Mörserringes sind die



Figur 205.

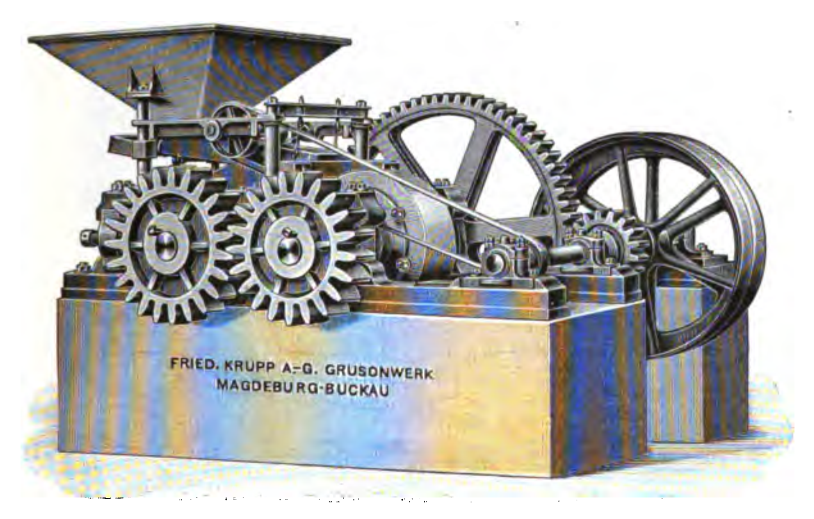
Öffnungen angebracht, durch welche das feine Mahlgut in den Raum unterhalb der Mühle gelangt. Oberhalb des Mörserringes befindet sich ein zylindrischer Siebmantel, der noch mit einem äußeren Blechmantel versehen ist, so daß das durch den Siebmantel gelangende Mahlgut nach unten herabfallen kann. Außerdem befinden sich oberhalb der Walze auf der Pendelwelle vier hohe Flügel, um den fein aufgewirbelten Mehlstaub nach außen zu blasen. Ein großer

Vorzug der freien Aufhängung ist der, daß infolgedessen die Mahlwalze nach allen Seiten hin ausweichen kann. Gegenüber den Gries- und Rohrmühlen bezw. Kugelmühlen hat die Pendelmühle den großen Vorteil, daß eine Zerkleinerung auf etwa 2—3 cm genügt, während bei der Rohr- und Kugelmühle das Gut bereits zu feinem Gries vorgemahlen sein muß, bevor es in die Rohrmühle eingeführt werden kann. Im Gegensatz zur letzteren, welche das Mahlgut zerreibt und zerschlägt,[1] wird dasselbe in der Pendelmühle zerschlagen und durch die außerordentlich starke Fliehkraft zerdrückt, also fein gemahlen.[2]

3. Zwei rotierende Flächen mit gleicher Geschwindigkeit.

Hierher gehören alle mit glatten oder geriffelten Walzen versehenen Zerkleinerungsmaschinen. Eine Ausführungsform einer solchen einfachen Walzenmühle mit glatten Walzen der Firma Friedr. Krupp Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, ist in Figur 206 dargestellt. Dieselbe dient zum Zerkleinern von härterem Gestein, Erzen, Schlacken usw.

Diesen Walzenmühlen wird das Mahlgut je nach dem Durchmesser der Walzen in Stücken bis zu Faustgröße aufgegeben. Die Feinheit, die bei einmaligem Durchgange erzielt werden kann, entspricht einem griesigen Schrot mit



Figur 206.

Körnern von Erbsen- bis Haselnußgröße, je nach den Eigenschaften des zu vermahlenden Stoffes und der Größe der aufgegebenen Stücke.

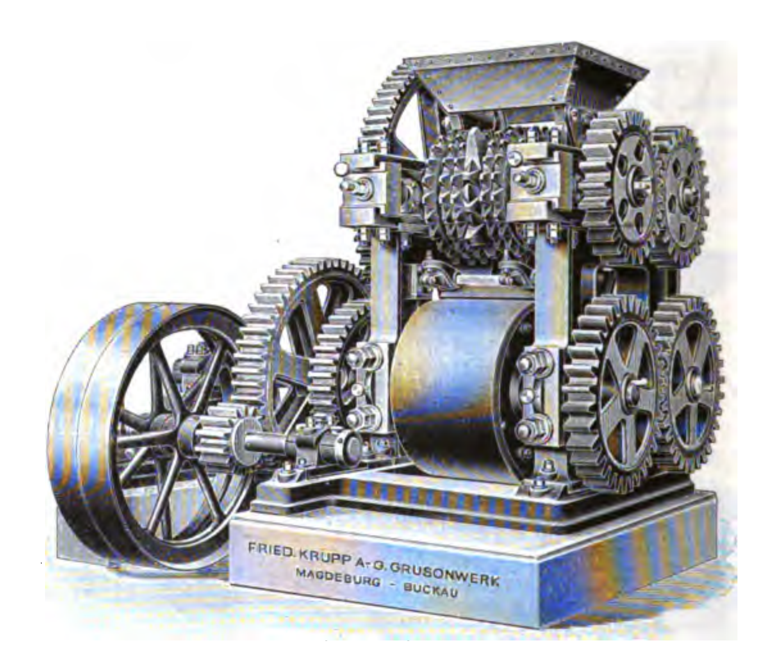
Die eine Walze läuft in festen, die andere in verstellbaren Lagern. Zur Regelung des Walzenabstands sind Schrauben-Stellvorrichtungen angebracht, die mit Federbuffern versehen sind, um die Wirkung etwa auftretender Stöße abzuschwächen.

Bei den sogenannten doppelten Walzenmühlen, welche hauptsächlich Verwendung finden, wenn ein höherer Feinheitsgrad erreicht werden soll, der mit einfachen Walzenmühlen nicht zu erreichen ist, liegen zwei Walzenpaare in festen, die anderen in verschiebbaren Lagern und wird die Einstellung der losen Walzen durch Schrauben bewirkt, die mit Federbuffern ausgerüstet sind, wodurch ein Ausweichen der Walze möglich ist für den Fall, daß etwa harte Fremdkörper, z. B. Eisenteile, zu große Steine u. dergl., versehentlich in die

[1] Z. d. Ing. 1904. p. 437. — [2] Näheres siehe Z. d. Ing. 1904. p. 1541.

Mühle geraten sollten. Das Mahlgut wird durch ein verstellbares Schüttelwerk mit Aufgabetrichter zugeführt. Handelt es sich jedoch darum, mittelharte Stoffe, wie z. B. Kalksteine, Mergel, Rohkreide, Salze, Braunkohle, Steinkohle von Faustgröße bis etwa zur Nußgröße zu zerkleinern, oder auch Knochen auf grobkörniges Schrot auf etwa Walnußgröße zu zerkleinern, wie es zur leichten und möglichst vollkommnen Entfettung und Entleimung der Knochen erforderlich ist, so finden einfache und doppelte Walzenmühlen mit gezahnten Walzen statt, wie eine solche Ausführung in Figur 207 der Firma FRIED. KRUPP, Grusonwerk Magdeburg-Buckau, abgebildet ist.

Diese Mühlen werden entweder mit zwei übereinanderliegenden gezahnten Walzenpaaren oder mit einem obern gezahnten und einem untern glatten bezw.



Figur 207.

gerieften Walzenpaar geliefert. Sie nehmen je nach den Abmessungen der Walzen und der Spaltweite Stücke bis zu 400 mm Größe auf und zerkleinern sie bis auf Walnußgröße, vermischt mit feinerem Korn.

Die eine Walze eines jeden Paares läuft in festen, die andere in verschiebbaren Lagern. Die Einstellung der losen Walzen wird durch Schrauben bewirkt, die mit Federpuffern versehen sind, um der Walze ein Ausweichen zu gestatten, wenn harte Fremdkörper (Eisenteile u. dergl.) in die Mühle geraten.

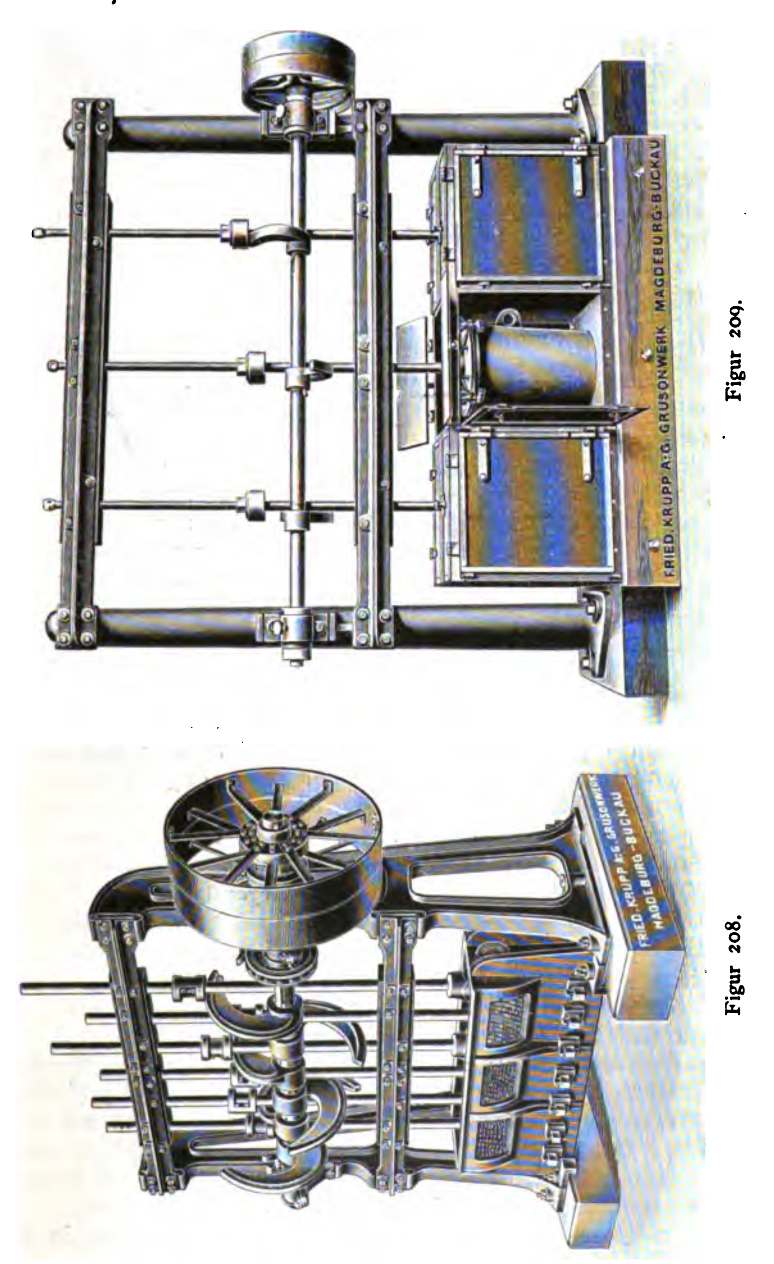
Die gezahnten Walzen bestehen aus aneinandergereihten Stahl- oder Hartgußscheiben, die Mäntel der glatten Walzen aus auf gußeisernen Kern gezogenen Coquillenhartguß-Ringen. Die Scheiben und Ringe lassen sich leicht auswechseln. Die gußeisernen Seitenständer werden je nach Erfordernis für Anbringung auf eisernen Trägern oder auf gemauertem Fundament ausgebildet.

Der Antrieb erfolgt durch ein mit fester und loser Riemenscheibe versehenes Rädervorgelege, die Zuführung des Mahlgutes durch einen eisernen Aufgabetrichter.

B. Bloße Schlag- und Stoßwirkung.

1. Eine feste und eine bewegte Fläche.

Hierher gehören alle Poch- und Stampfwerke, d. h. solche Maschinen, bei welchen ein oder mehrere von einer bestimmten Höhe niederfallende schwere



Figur 209.

Figur 208.

Stempel durch Aufschlagen auf eine meist aus Hartguß hergestellte feste Fläche in einem Zerkleinerungsbehälter, dem Pochtrog, das Zerschlagen und Zerkleinern der Materialien bewirken. Dieselben finden Anwendung zum Schroten gedämpfter

und roher Knochen, zum Zerkleinern von Drogen, Chemikalien und andern Stoffen und werden sowohl mit offenen, als auch geschlossenen Trögen ausgeführt. Eine Ausführung der ersteren Art ist in Figur 208 abgebildet. Die sechs Stempel werden durch mehrere, auf einer horizontalen Daumenwelle befestigte Hebedaumen, welche gegen den Hebekopf an den Stempelstangen anstoßen, gehoben und aus bestimmter Höhe niederfallen gelassen. Die Hebeldaumen sind gegeneinander gesetzt, so daß immer ein Stempel sich in der Fallbewegung befindet, während der benachbarte Stempel in Ruhe ist.

Muß z. B. zum Zerstampfen giftiger Stoffe besonders Bedacht darauf genommen werden, den Austritt von Staub zu verhindern, so sind Pochwerke in Anwendung, bei welchen die Zerkleinerung der Stoffe in geschlossenen Pechtöpfen erfolgt, die in eiserne, mit Türen versehene Kästen eingesetzt werden. Die Ausführung eines solchen Pechwerkes der Firma FRIEDR. KRUPP, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, zeigt Figur 209.

2. Mehrere bewegte Organe.

Durch das Zusammenwirken mehrerer Organe erfolgt ein Zerschlagen und Zerstoßen der zu zerkleinernden Materialien. Die Eigentümlichkeit einer solchen Maschine besteht darin, daß im Innern eines geschlossenen Gehäuses mit großer Geschwindigkeit umlaufende Schläger einerseits dem Mahlgut eine große Umlaufsgeschwindigkeit erteilen, so daß dasselbe mit großer Geschwindigkeit gegen die festen Wände oder gegen feste Stäbe anfliegt, andererseits aber auch das von den Gehäusewänden zurückgeworfene Material von neuem der Schlagwirkung der rasch umlaufenden Teile ausgesetzt wird. Hierher gehören alle Schleudermühlen, Schlagkreuzmühlen und Schlagstiftmühlen, welche auch unter dem Namen Desintegratoren oder Dismembratoren oder Desaggregatoren bekannt sind.

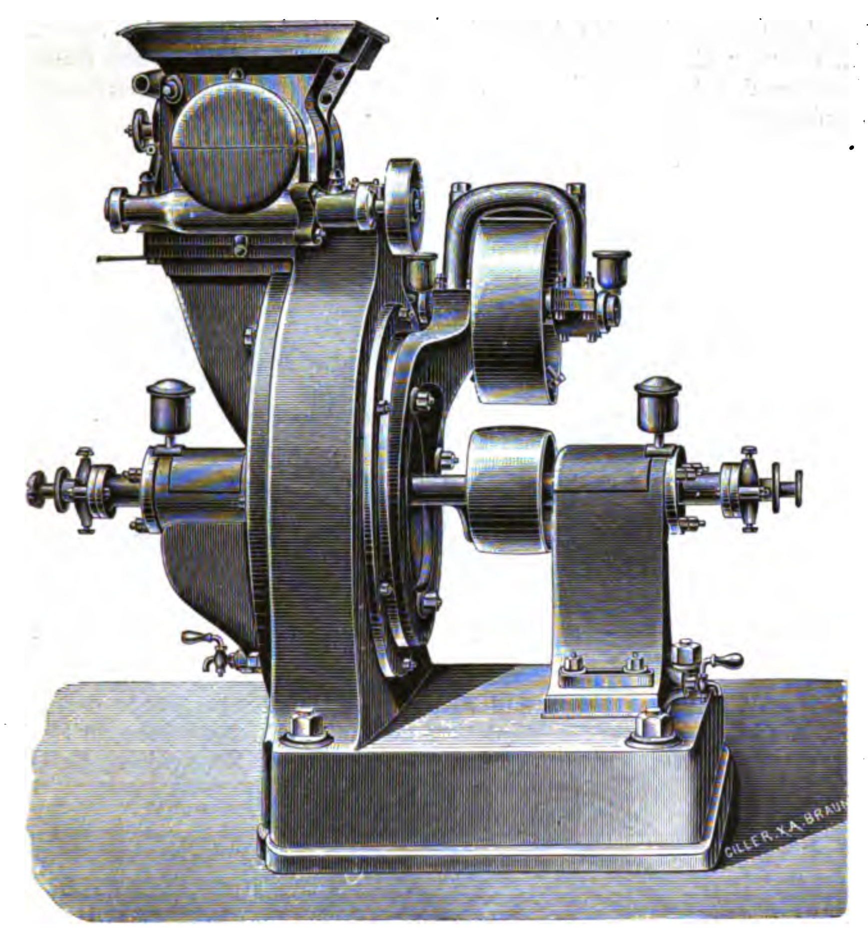
In den Figuren 210 und 211 ist ein solcher Dismembrator der Firma Eisenwerk (vorm. NAGEL & KAEMP) A.-G. in Hamburg abgebildet.

Der Dismembrator ist eine Schlagstiftmaschine, bei welcher zum Unterschiede von dem ursprünglichen CARRschen Desintegrator nur eine Scheibe rotiert, während die Gegenscheibe feststeht. Der doppelt rasch rotierende Kreisel *A* sitzt auf einer horizontalen Drehachse *B*, welche in zwei besonders langen Kugelpfannen *C* bestens gelagert ist. Die in konzentrischen Kreisen angeordneten Stifte des Kreisels *A* bewegen sich zwischen den, abermals in konzentrischen Kreisen verteilten Stiften der festen Gegenscheibe *D*. Beide Scheiben sind von einem allseitig geschlossenen Gehäuse umgeben, in welches das Mahlgut unter Abschluß der Luft durch den Aufschütter *F* regelmäßig eingeführt wird. Im Gehäuse selbst wird das Mahlgut zunächst von der innersten Reihe Stifte des Kreisels erfaßt und tangential weiter geschleudert, prallt dann an der innersten Stiftreihe der festen Gegenscheibe ab, erhält neue Stöße von der zweiten Stiftreihe des Kreisels und muß in dieser Weise die sämtlichen Stiftreihen des Kreisels *A* und der festen Scheibe *D* unter ständiger Schlagwirkung der Kreiselstifte passieren, bis es bei dem Auslauf *G* das Gehäuse verläßt.

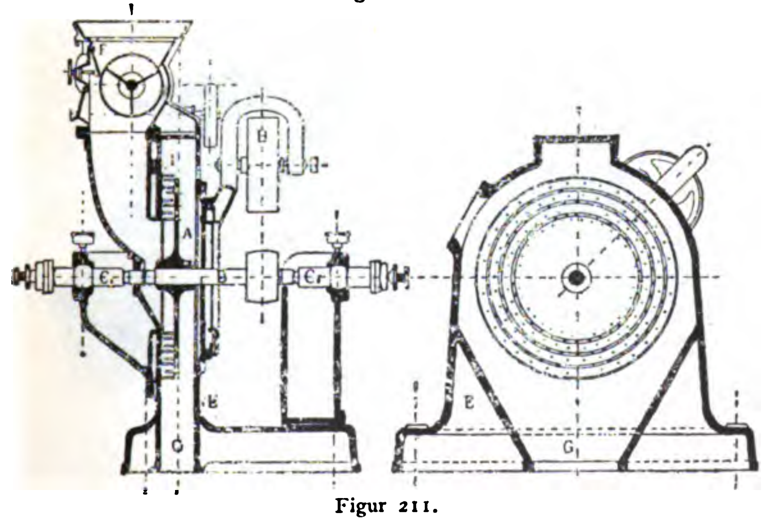
Um den Antriebriemen nie stärker, als unbedingt nötig ist, anzuspannen, um ferner denselben im Betriebe selbst jederzeit nachspannen zu können, ist die Druckrolle *H* angebracht, welche um die Kreiselachse drehbar ist.

Seiner ganzen Bauart nach gehört der Dismembrator nur in Ausnahmefällen zu den Maschinen der Hartzerkleinerung, nämlich nur insofern das zu verarbeitende Material nicht hart genug ist, um die zarten und teuren Schlagstifte rasch aufzuzehren.

Für Materialien von der Härte beispielsweise des Steinsalzes, der Kalisalze, des Gipses usw. ist der Dismembrator eine besonders geeignete, vielleicht



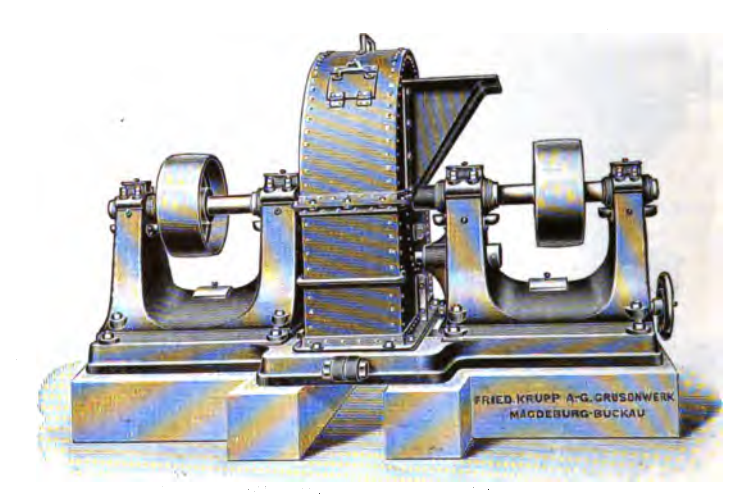
Figur 210.



Figur 211.

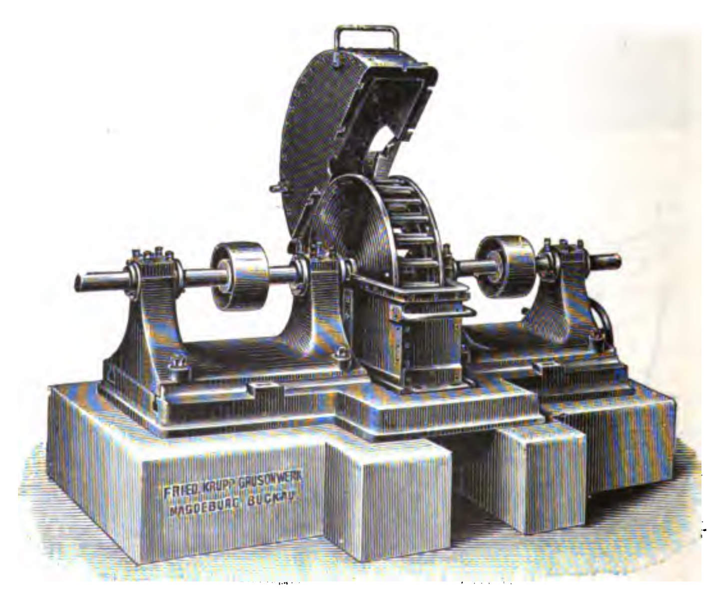
unübertroffen dastehende Zerkleinerungsmaschine, die bei geringer Abnutzung der arbeitenden Teile dem Fabrikanten ein äußerst bequemes Werkzeug bietet, das außer

genügender Ölung eigentlich keinerlei Wartung, Nachstellung oder Nacharbeit bedarf, vielmehr die hervorragende Eigenschaft hat, daß bei gegebenem Scheibendurchmesser ausschließlich durch Veränderung der minutlichen Umdrehungszahl genau die gewünschte Mahlfeinheit mit Sicherheit erreicht wird.



Figur 212.

In den Figuren 212, 213 und 214 ist eine Schleudermühle der Firma FRIEDR. KRUPP, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, abgebildet, welche zur Zerkleinerung von mittelharten und weniger harten Stoffen, wie Salz, Schiefer, Zellulose,

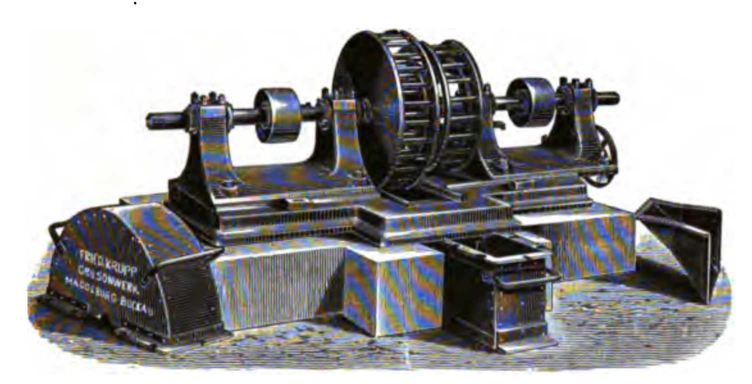


Figur 213.

Kohle, Borax, Kreide, Formsand, Ton, Torf, Ölkuchen, Kopra, Superphosphat u. a. m. dient. Diese Schleudermühlen finden namentlich in den Fällen vorteilhafte Verwendung, wo es darauf ankommt, bei verhältnismäßig hoher Leistung ein mehr griesiges Mahlerzeugnis zu erzielen. Die Leistung der Mühlen und die Feinheit

des Mahlerzeugnisses hängen außer von der Mahlfähigkeit und Größe der aufgegebenen Stücke von der Bauart und Umlaufszeit der Körbe ab.

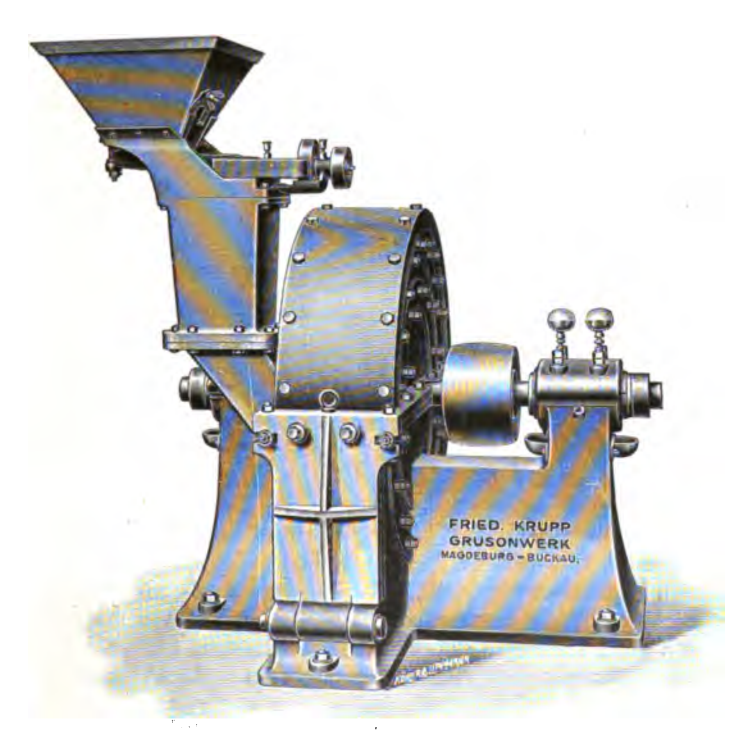
Die Mühlen bestehen aus zwei sogenannten Körben, die von einem schmiede-



Figur 214.

eisernen Gehäuse umschlossen sind und jeder auf einer eigenen Welle durch eine besondere Riemenscheibe im entgegengesetzten Sinne angetrieben wird.

Die Körbe werden aus Stahlstäben gebildet, die zwischen einer schmiede-



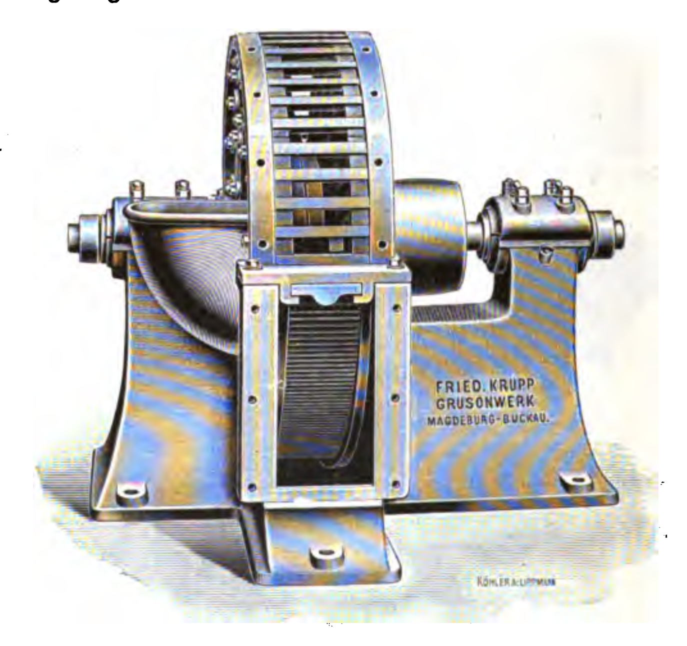
Figur 215.

eisernen Scheibe und schmiedeeisernen Ringen zu mehreren konzentrischen Trommeln vereinigt sind. Die Körbe greifen derart ineinander, daß sich die Trommeln des einen in den ringförmigen Zwischenräumen der Trommeln des andern drehen.

Die Welle des einen Korbes ruht in einem festen, die des andern Korbes in einem verschiebbaren Lagerbock. Die Lager sind mit Rücksicht auf die hohe Umlaufszahl der Wellen für selbsttätige Schmierung eingerichtet.

Das Gehäuse ist mit einem Einlauftrichter versehen und aus mehreren Teilen zusammengesetzt, die sich zur Reinigung der Körbe leicht aufklappen bezw. abnehmen lassen. Das Mahlgut gelangt aus dem Trichter zwischen die Stäbe der Trommeln und ist infolge der großen Umlaufsgeschwindigkeit und der entgegengesetzten Drehungsrichtung der Körbe einer großen Anzahl von Schlägen ausgesetzt, wodurch die Vermahlung bewirkt und gegebenenfalls auch ein feines Mehl erzielt wird.

Figur 212 stellt eine betriebsfertige Schleudermühle mit geschlossenem Gehäuse dar, Figur 213 eine solche mit ineinandergeschobenen Körben und aufgeklapptem Gehäusedeckel. Figur 214 veranschaulicht eine Mühle, bei der das Mahlgehäuse abgenommen und die Körbe behufs Reinigung auseinandergezogen sind.



Figur 216.

In den Figuren 215 und 216 ist eine Schlagkreuzmühle der Firma Friedr. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, in Ansicht mit geschlossenem und abgenommenem Gehäuse dargestellt. Diese Mühlen dienen zur Zerkleinerung von zähen, nicht zu harten Stoffen, wie Asphalt, Gips, Düngerkalk, Holzabfällen, Kork, rohen und gedämpften Knochen, getrocknetem Fleisch, Ölkuchen (insbesondere Sonnenblumen und Baumwollsaatkuchen), Maiskolben, Rinde, Salz, Sulfat, Kohle, Ton, Kaolin u. a. m.

Die Schlagkreuzmühlen sind infolge ihrer einfachen kräftigen Bauart und wegen der hohen Leistung, die sie bei mäßigem Kraftbedarf ergeben, vorzüglich geeignet, nicht zu harte Stoffe auf die Feinheit von mehlreichem Grieß zu vermahlen. Das Mahlgut kann den Mühlen je nach deren Größe in Stücken von Ei- bis zu doppelter Faustgröße aufgegeben werden.

Die Mühlen bestehen im wesentlichen aus einem Maschinengestell mit senkrechtem Mahlgehäuse und einem darin mit großer Geschwindigkeit um-

laufenden Schlagkreuze. Die Wellenlager sind für selbsttätige Schmierung eingerichtet.

Das Mahlgehäuse wird aus zwei Stirnwänden, einer halbzylindrischen, schmiedeeisernen Haube und einem zweiteiligen halbzylindrischen oder vierteiligen ganzzylindrischem Roste gebildet.

Die Stirnwände sind an das Maschinengestell angegossen und auf ihren Innenflächen mit gerippten, auf Coquille gegossenen Hartgußplatten derart bekleidet, daß sie ringförmige seitliche Begrenzungen der Mahlbahn darstellen.



Figur 217.

Jeder Rostteil ist aus einem gebogenem Rahmen und einer größeren Anzahl Stahlroststäbe zusammengesetzt. Die Spaltweite des Rostes läßt sich nach Bedarf verändern.

Das Schlagkreuz besteht aus einer zweiteiligen Stahlgußnabe mit vier bis sechs nachstellbaren Stahlarmen, Schlägern, und ist auf eine wagerechte Welle aufgekeilt, die von der Riemenscheibe unmittelbar angetrieben wird.

Die dem Verschleiße unterworfenen Teile, Arme, Nabe und Welle des Schlagkreuzes, Rost und innere Bekleidung des Mahlgehäuses, lassen sich leicht auswechseln.

Das Mahlgut wird durch den an der einen Stirnwand befestigten Trichter zugeführt, darauf von den Schlägern erfaßt, gegen die Mahlbahn geschleudert und zertrümmert.

Die Feinheit des Erzeugnisses hängt außer von der Spaltweite des Rostes auch von der physikalischen Beschaffenheit des Mahlgutes ab; die Korngröße fällt demgemäß jeweils verschieden aus, und zwar um ein geringes oder auch erheblich feiner, als die Spaltweite des Rostes beträgt.

In den Figuren 217 und 218 ist eine Schlagstiftmaschine, Dismembrator, der vorgenannten Firma Friedr. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, abgebildet. Die zweite Figur zeigt den festen Deckel herausgenommen. Diese Maschine dient zum Zermahlen von Salz, Zucker, Kreide, Farben, Blutlaugensalz, Kainit, Karnallit, sowie ähnlichen mittelharten und weichen Stoffen.

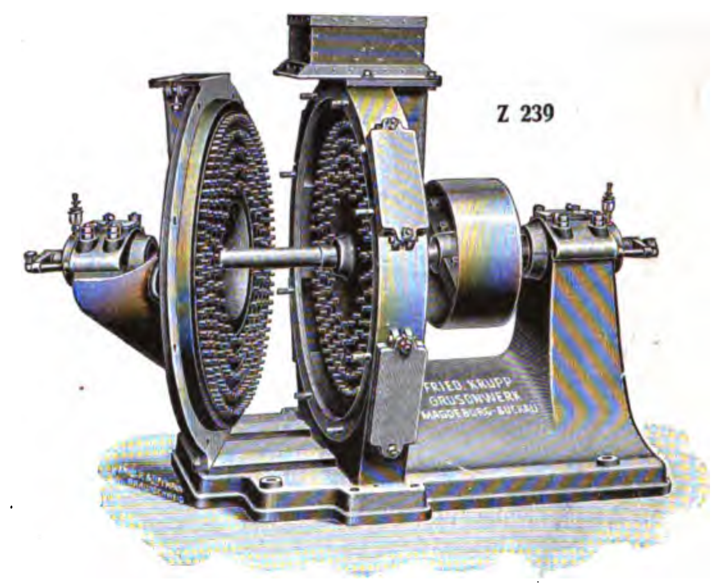
Sie finden vorteilhaft Verwendung, wenn es sich darum handelt, ein möglichst feines Mahlerzeugnis unter geringer Grießbildung herzustellen.

Sie werden als einfache und doppelte Mühlen gebaut und bestehen im wesentlichen aus einem gußeisernen Mahlgehäuse und einer darin mit großer Geschwindigkeit umlaufenden senkrechten Mahlscheibe. Die Mahlscheibenwelle ruht in zwei Lagern des Mahlgehäuses und wird unmittelbar durch Riemenscheiben angetrieben; die Lager sind in Rücksicht auf die hohe Umlaufszahl der Welle für selbsttätige Schmierung eingerichtet.

Bei den einfachen Mühlen sind die vordere, als Deckel dienende Gehäusewand und eine Seite der Mahlscheibe, bei den doppelten Mühlen beide Innenseiten des Mahlgehäuses und beide Seiten der Mahlscheibe mit mehreren konzentrischen Reihen sogenannter Schlagstifte versehen, derart, daß

die Stiftreihen der Mahlscheibe in die ringförmigen Zwischenräume der Stiftreihen des Mahlgehäuses eingreifen.

Das Mahlgut gelangt an einer oder an beiden Seiten des Gehäuses in die Mühle und wird beim Durchgange durch die Stiftreihen zerkleinert. Der Feinheitsgrad des Mahlerzeugnisses und die Leistung der Mühlen sind von der Umlaufszahl der Mahlscheibe abhängig.



Figur 218.

Doppel-Dismembratoren sind Maschinen, bei welchen der Kreisel auf beiden Seiten gestiftet ist; den beiden bestifteten Seiten entsprechen hierbei zwei feste, ebenfalls bestiftete Gegenscheiben, zwei getrennte Aufschütter und zwei getrennte Ausläufe. Beim Doppel-Dismembrator wird entweder auf beiden Seiten dasselbe Material aufgeschüttet oder rechts und links mit verschiedenen Materialien gearbeitet. In letzterem Falle ist zu beachten, daß eine sorgsame Abdichtung des Kreisels gegen die Scheidewand im Gehäuse nur unvollkommen möglich ist, weshalb rechts und links nur ziemlich gleichartiges Material zur Vermahlung kommen sollte.

C. Kombinierte Wirkung.

1. Druckwirkung und Reibung.

a) Glatte und Riffelwalzen mit Differentialbewegung (verschiedenen Geschwindigkeiten).

Dadurch, daß die eine von zwei gegeneinander bewegten Walzen eine größere Umfangsgeschwindigkeit erhält als die andere, wird nicht nur ein Mitreißen der zu zerkleinernden Stücke, sondern auch ein Zermahlen derselben durch die raschere Bewegung der einen Walze gegenüber der andern bewirkt.

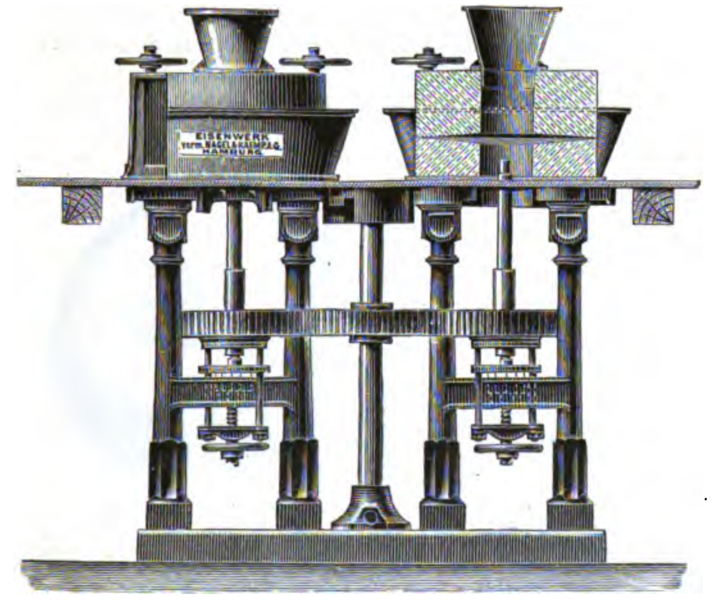
b) Mahlgänge.

Dieselben sind unersetzlich, wo es sich um das Zermahlen besonders harter Körper, z. B. von gebranntem Zement zu einem möglichst feinen Mehl handelt. Denn allen Bestrebungen zum Trotz, welche gemacht worden sind,

um wie in den Getreidemühlen so auch bei der Hartzerkleinerung die Mahlgänge ganz zu verdrängen, ist dieses Ziel, wenigstens da, wo besonders harte Körper (wie z. B. Porzellan, Ton) zu möglichst feinem Mehl vermahlen werden sollen, bisher nicht in solchem Umfange geglückt, daß man jetzt schon von einem allgemeinen Ersatz der Mahlgänge durch wirklich bessere Maschinen sprechen könnte.

Unterläufige Mahlgänge nennt man solche, bei welchen der untere Stein rotiert, während der obere in der Bütte oder sonstwie aufgehängt ist, dagegen sind oberläufige Mahlgänge solche, bei denen der obere Stein durch die Steinspindel, auf der er ruht, gedreht wird, während der untere als Bodenstein auf dem Steinboden oder sonstwie gelagert ist.

Ganz im allgemeinen verdienen die Unterläufer den Vorzug überall da, wo es sich um die Vermahlung nicht zu harter, vielmehr möglichst weicher



Figur 219.

Körper und nicht um die Erzielung allzuweit getriebener Mehlfeinheit handelt. Für Naßvermahlung, d. h. für Vermahlung unter starkem Zusatz von Wasser, sind die Unterläufer den Oberläufern weit überlegen, während letztere noch heute überall dort nahezu unentbehrlich sind, wo besonders harte Körper zu besonders feinem Mehl verarbeitet werden sollen.

Mahlgänge werden neuerdings vorwiegend und fast ausnahmslos mit kräftigen eisernen Stegsäulen und eisernen Steinschalen gebaut.

Der Antrieb der Mahlgänge erfolgt da, wo die Steine durch die Menge der stündlichen Vermahlung und durch besondere Feinheit des verlangten Mehles stark beansprucht sind, am besten durch eiserne Stirnradgetriebe. Die Gänge stehen entweder in Reihen und werden von konischen Rädern resp. Riemen angetrieben, oder in Gruppen, welche von Stirnrädern angetrieben werden.

Die Ausführung eines doppelten Naßmahlganges in Ansicht und Querschnitt der mehrfach genannten Firma Eisenwerk (vorm. Nagel & Kämp) Aktien-Gesellschaft in Hamburg ist aus Figur 219 zu ersehen. Für die Vorbearbeitung des in die Mahlgänge aufzugebenden Mahlgutes empfiehlt es sich, die zu vermahlenden Stoffe zunächst auf Walzenmühlen, Schraubenmühlen, Koller-

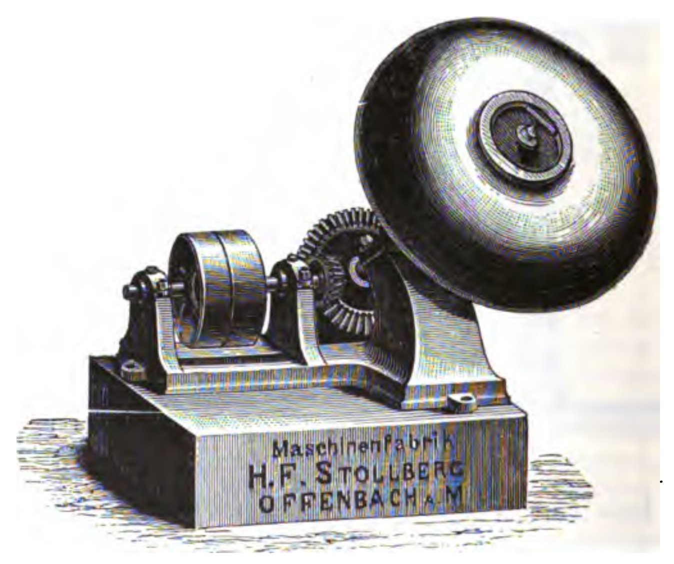
gängen oder Kugelmühlen einer Vorzerkleinerung zu unterwerfen, so daß das Mahlgut höchstens in Haselnußgröße auf den Mahlgang gelangt.

Die Einstellung der Steine erfolgt entweder mittels Schnecke und Schneckenrad oder durch Hebelübertragung mit Schraubenspindel und Handrad, die Aufgabe des Mahlgutes durch zweckmäßig angeordnete Rüttelschuhe. Wird Ventilation gewünscht, so werden die Mahlgänge mit Schleifringen, Lederschlauch und Ventilationsstutzen versehen.

2. Schlagwirkung und Reibung.

Hierher gehören vor allen Dingen die außerordentlich wichtigen Kugelmühlen, welche in den verschiedenartigsten Ausführungen gebaut werden. Als einfachste Form sind die Kugelmühlen mit schrägliegender Mahltrommel und periodischer Ein- und Austragung zu erwähnen. Eine solche Ausführung der Firma H. F. STOLLBERG in Offenbach ist in Figur 220 abgebildet. Dieselbe dient zum Pulverisieren von Anilin, Indigo und anderen Farben, sowie von weichen, spezifisch leichten, chemischen Produkten aller Art.

Die Kugelmühlen dieser Konstruktion werden überall da Verwendung finden, wo es darauf ankommt, unter Vermeidung von starken Schlägen ein Material



Figur 220.

zu unfühlbarem Pulver zu vermahlen. Sie sind zum Trocken- und zum Naßmahlen verwendbar und finden für diesen Zweck besonders in Anilin-Farbenfabriken und bei der sonstigen chemischen Industrie Verwendung.

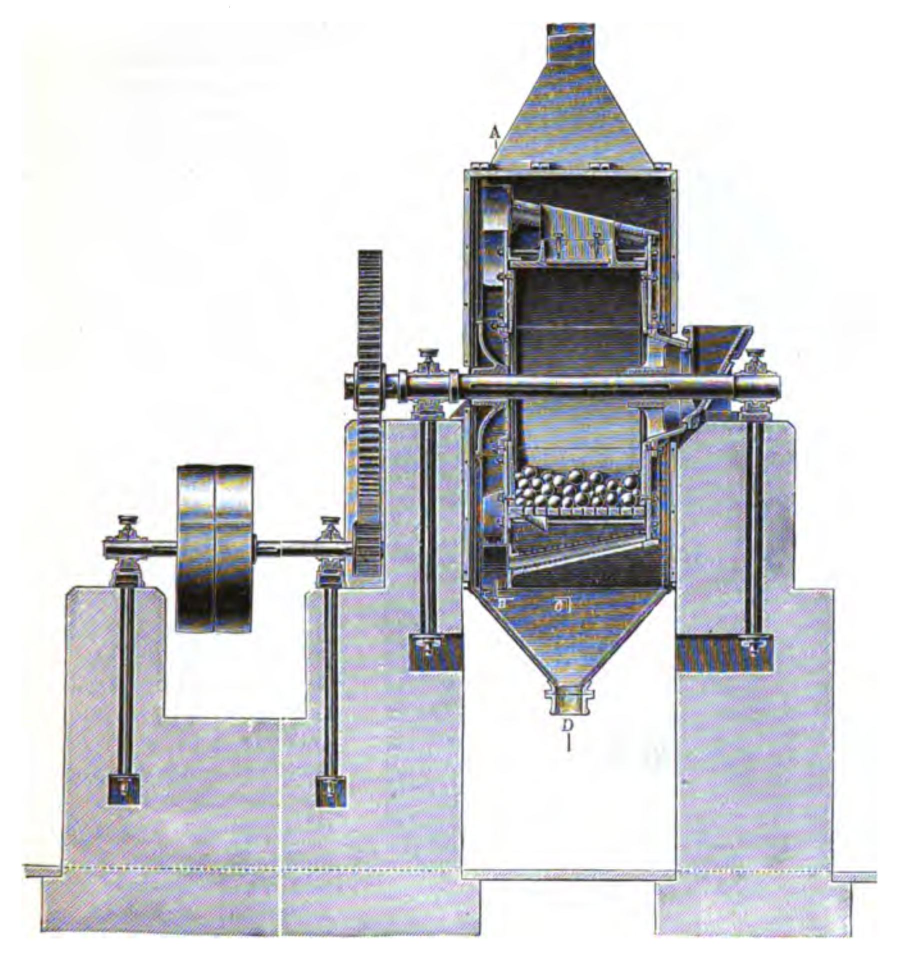
Die Zerkleinerung wird durch eine Anzahl von Kugeln, die im Innern der Trommel mit dieser rotieren, bewirkt. Anzahl und Material derselben richten sich nach den Eigenschaften der zu mahlenden Stoffe.

Eine besondere Abart der Kugelmühlen mit periodischer Eintragung des Mahlgutes sind die Kugelkippmühlen, wie solche ebenfalls von der oben genannten Firma STOLLBERG ausgeführt werden. Dieselben bestehen aus einer zweiteiligen Porzellantrommel, welche in einem Bügel gefaßt ist und mit diesem auf einer horizontal gelagerten Welle rotiert. Eine der Trommelhälften ist in fester Verbindung mit dem Bügel, die andere ist zwecks Füllung bezw. Entleerung der Trommel abnehmbar eingerichtet und wird mittels Spindel und Hand-

rad auf diese staubdicht aufgedrückt. Die Lagerböcke sind entweder für Wandbefestigung oder für Fußbodenbefestigung eingerichtet.

Weit wichtiger als die vorgenannten Kugelmühlen sind diejenigen mit stetiger Ein- und Austragung. Eine Ausführung derselben der Firma Gebrüder Sachsenberg in Roslau (Anhalt) ist in den Figuren 221 und 222 im vertikalen Querschnitt und Längsschnitt dargestellt, wie sie jetzt für Thomasschlacke und andere in großen Mengen zu vermahlende Materialien angewendet wird.

Die schmiedeeisernen Seitenwände der Trommel werden durch auswechsel-

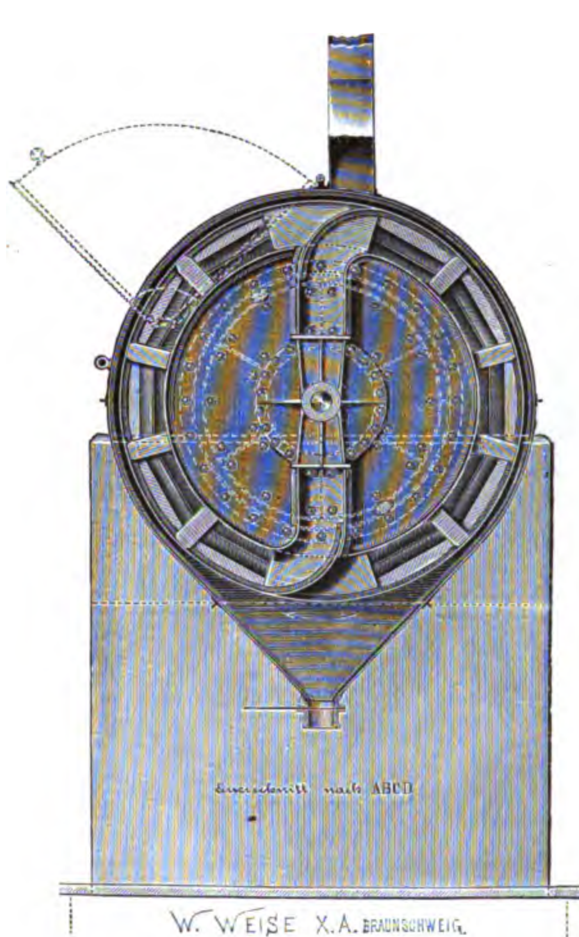


Figur 221.

bare Stahlplatten vor Abnutzung geschützt, während der Trommelmantel, auf welchem die Stahlkugeln laufen, aus 50 mm starken Stahlplatten hergestellt wird. In demselben befinden sich eine große Anzahl Löcher, die, nach außen konisch erweitert, das zerkleinerte Mahlgut auf die den äußeren Umfang der Mühle bildende Sieben durchfallen lassen. Das genügend feine Material fällt durch die Siebe in den von dem Blechgehäuse gebildeten Trichter unter der Mühle und kann hier direkt in einem angebundenen Sacke aufgefangen werden. Das noch nicht genügend feine Material, welches die Siebe nicht durchlassen, gleitet auf der schrägen Siebfläche nach der einen Seitenwand der Mühle, wird dort durch geeignete Kanäle aufgefangen und durch die Umdrehung der Mühle selbsttätig

in die Trommel zurückbefördert, um einer weiteren Zerkleinerung durch die Kugeln ausgesetzt zu werden.

Um in das Innere der Trommel gelangen zu können, ist in einer der Mantelplatten ein Mannloch angebracht, durch welches etwaige metallische Rückstände, wie sie z. B. bei Thomasschlacke vorkommen, entfernt oder auch neue Kugeln eingebracht werden können. Indessen kann das Mannloch auch mit einem besonderen Entleerungsstutzen versehen sein, durch welchen diese zurückbleibenden Metallteile durch Umdrehung der Mühle entfernt werden können.



Figur 222.

Ein staubdichtes Blechgehäuse umschließt die ganze Mühle, so daß dadurch einmal ein Verstäuben des Materiales vermieden und zweitens der Arbeitsraum nicht mit Staub erfüllt wird, der für die Gesundheit der Arbeiter schädlich ist. Im oberen Teile der Blechhaube befindet sich eine Öffnung, an welcher ein Kanal angeschlossen werden kann, der den Staub ins Freie abführt oder der das Innere des Blechgehäuses mit einem Exhaustor in Verbindung setzt, um eventuell den Staub in einem passenden Raume zu sammeln.

Wird das Material so fein gemahlen, wie Thomasschlacke, so werden die Feinsiebe aus Messingdraht hergestellt und darüber noch besondere gröbere Schutzsiebe aus Stahldraht angebracht, welche die Feinsiebe vor Überlastung schützen. Soll das Material nur bis zu mehr oder weniger feinen Körnern vermahlen werden, so sind besondere Schutzsiebe nicht erforderlich, weil dann zu den Feinsieben selbst stärkerer Stahldraht genommen werden kann.

Die Abnutzung ist bei den meisten zu zerkleinernden Materialien keine bedeutende. Um aber auch für sehr hartes und scharfes Mahlgut die Kugelmühle zweckmäßig zu machen, werden die sich abnutzenden Teile aus einem besonders festen Stahl hergestellt und so angebracht, daß sie sich leicht auswechseln lassen.

Die Leistungen der Kugelmühlen sind sehr verschieden, je nach den Eigenschaften der zu verarbeitenden Materialien und dem gewünschten Feinheitsgrade.

Die Vorzüge der Kugelmühlen mit stetiger Ein- und Austragung anderen Maschinen gegenüber sind nach Mitteilung der vorgenannten Firma im wesentlichen folgende:

1. Dieselbe liefert die ihr zur Verarbeitung übergebenen Stoffe im fertigen Zustande als Mehl oder Schrot ab, ohne daß es dazu der Aufstellung besonderer Siebwerke mit ihren Hilfsvorrichtungen, als Becherwerke, Transportschnecken usw. bedarf.
2. Sie arbeitet möglichst staubfrei, was besonders beim Mahlen wertvoller und solcher Materialien ins Gewicht fällt, welche einen der Gesundheit dabei beschäftigter Arbeiter nachteiligen Staub verursachen.
3. Sie erfordert eine im Verhältnis zu ihrer Leistung geringe Betriebskraft.
4. Sie ist einfach und leicht zu bedienen, da zu ihrer Beschüttung mit Rohmaterial nur ein Mann erforderlich ist, sobald das Rohmaterial auf eine mit dem Fülltrichter in einer Höhe liegenden Bühne hinaufgeschafft wird.
5. Sie beansprucht zu ihrer Aufstellung nur einen geringen Raum und ihr Antrieb ist von irgendeiner vorhandenen Betriebswelle aus leicht zu bewirken.
6. Sie haben eine glatte Kugellaufbahn — ohne die Absätze, wie sie in der Kugelfallmühle notwendig sind — es fallen daher auch die Stöße weg, welche die Kugeln verursachen, wenn deren ganzes Gewicht von der Höhe der Absätze herabfällt.
7. Sie arbeiten daher ruhiger, und das Wegfallen der Stöße, die sich bei jeder Umdrehung nach der Anzahl der Absätze des Trommelumfanges wiederholen, kann die Dauer der Konstruktion nur erhöhen.

Gegenüber den obengenannten Kugelfallmühlen sind die Vorzüge der vorbeschriebenen SACHSENBERGschen Kugelmühle, wie sie die genannte Firma angibt, noch besonders folgende:

Dieselben unterscheiden sich von diesen hauptsächlich durch die glatte Bahn, auf welcher die Kugeln laufen, ohne Absätze und Unterbrechungen und durch die besonderen, seitlich angeordneten Rücklaufkanäle, welche das noch ungenügend zerkleinerte Mahlgut selbsttätig durch die Umdrehung der Mühle in die Trommel zurückbefördern und der wiederholten Einwirkung der Kugeln aussetzen. Die Kugelfallmühlen haben in ihrer Laufbahn fünf oder auch mehr Absätze oder Stufen, von welchen die Kugeln während der Umdrehung der Mühle herabfallen und welche gleichzeitig die Öffnungen bilden, durch welche das Grobe, das durch die Siebe zurückgehalten wird, wieder in die Mahltrommel eintritt.

Daß durch das Herabfallen von mehreren 100 kg Kugeln aus ca. 100 mm Höhe, welches sich etwa fünfmal bei jeder Umdrehung wiederholt, die Solidität und Dauerhaftigkeit der Mühle stark beeinträchtigt wird, ist wohl einzusehen, aber diese starken, sich oft wiederholenden Erschütterungen der ganzen Mühle haben noch einen anderen Nachteil. Sie bewirken, daß durch die Siebe eine große Zahl gröberer Teilchen des Mahlgutes hindurchgedrückt werden als der Maschenweite entspricht und als es bei Kugelmühlen ohne Kugelfall geschieht, d. h. das Mehl dieser Mühlen hat bei gleichen Feinsieben einen wesentlich höheren Feinmehlgehalt. Thomasschlackenmehl z. B. wird auf den Kugelfallmühlen gewöhnlich mit Feinsieben Nr. 60 gemahlen (60 Maschen per 1 Zoll Länge oder 530 Maschen per 1 qcm) und mit 75% Feinmehlgehalt verkauft. Dieser letztere wird festgestellt, indem man ein bestimmtes Gewicht Mehl durch ein Probesieb mit 900 Maschen per 1 qcm absiebt, durch welches 75% durchgehen müssen und höchstens 25% Rückstand bleiben. Auf den Mühlen der genannten Firma kann man mit Sieben Nr. 55 mahlen und erzielt doch noch 80 bis 85% Feinmehlgehalt. Da dieser letztere die Wirksamkeit des Thomasschlackenmehls bedingt, so wird dadurch auch der Wert und Preis des Mehles mit bestimmt.

Ebenso wird das Mehl in der Zementfabrikation auf den Feinmehlgehalt geprüft, wobei das Probesieb mit 900 Maschen per 1 qcm keinen Rückstand zeigt, während das Probesieb mit 5000 Maschen per 1 qcm 15 bis 25% Rückstand aufweist.

Es ist ferner aber auch zu beachten, daß die Konstruktion der Kugellaufbahn mit Absätzen die Summe der Durchlaßquerschnitte im Mantel verringert, durch welche das bereits vermahlene Material auf die Siebe gelangt. Gerade das schnelle Entfernen des Feinmehls von der Mahlfläche erhöht aber die Leistung der Mühle, damit immer wieder neues gröberes Material zwischen Kugeln und Mahlbahn gelangen kann.

Zum Betriebe derselben ist folgendes zu bemerken: Ihre große Leistungsfähigkeit beruht auf der in ihr vorhandenen großen Berührungsfläche zwischen den mahlenden und den zu vermahlenden Körpern und auf der Einrichtung, daß das erzeugte Mehl sofort ohne jeden Verzug aus der Maschine entfernt wird, um die Mahlflächen stets frei zu halten.

Es ist deshalb wesentlich, die Mühle möglichst regelmäßig mit Rohmaterial zu versorgen und jede Überfüllung derselben zu vermeiden. Es darf in einer gewissen Zeit nur soviel Rohstoff zugeführt werden, als die Siebe in derselben Zeit abführen. Sobald die Menge des eingeführten Rohstoffes zu groß wird, gibt sich dies durch eine Minderleistung der Mühle kund. Über die aufzugebende richtige Menge wird der die Mühle bedienende Arbeiter nach einiger Übung bald durch sein Gehör belehrt, indem erfahrungsmäßig bei normalem Betriebe der Mühle das Rollen der Kugeln noch deutlich hörbar sein muß. Über die Leistung dieser Mühle für verschiedene Maschenweiten und verschiedene Materialien gibt die nebenstehende Tabelle, p. 263, Aufschluß, welche die stündliche Leistung in kg der Kugelmühle Nr. 4 der genannten Firma von 1900 mm Durchmesser, 900 mm Breite, 1600 mm innerem Trommeldurchmesser bei 14 Umdrehungen in der Minute, also 840 Umdrehungen in der Stunde.

Eine etwas andere Ausführung der Kugelmühle der genannten Firma ist in Figur 223 abgebildet und nach dem früher Ausgeführten ohne weiteres verständlich.

Die Ausführung der Kugelfallmühle mit stetiger Ein- und Austragung von Friedr. Krupp, Grusonwerk in Magdeburg-Buckau, ist in den Figuren 224—226 abgebildet. Dieselbe findet insbesondere Anwendung zum Feinmahlen von Zement, Erzen, Farbstoffen, Gips, gebranntem Kalk, Knochen, Phosfaten, Thomasschlacken, Ton usw. Sie besteht im wesentlichen aus einer umlaufenden Mahltrommel, deren Mantel aus spiralförmig gebogenen, gelochten Mahlplatten *a* (siehe Figur 225, p. 266) zusammengesetzt ist, und zwei schmiedeeisernen, auf ihrer Innenseite mit Hartguß-Seitenplatten $b\,b_1$ ausgepanzerten Kopfwänden $t\,t_1$, welche durch die Einlaufnabe *k* und die hintere Nabe *z* mit der Hauptachse *w* der Mühle fest verbunden sind. Im Innern der Mahltrommel befindet sich eine größere Anzahl Stahlkugeln, die das eingebrachte Mahlgut bei der Umdrehung der Mühle zerschlagen und zerreiben.

Die genügend zerkleinerten Stücke fallen durch die Lochungen der Mahlplatten auf ein die Mahltrommel umgebendes, zylindrisches Vorsieb *c* aus gelochtem Stahlblech, das die gröbern Grieße zurückhält, während die durchgesiebten, reichlich mit Mehl vermischten feinern Grieße auf das Feinsieb *d* gelangen. Dieses besteht aus Metallgewebe, welches auf hölzerne Siebrahmen gespannt ist, die das Vorsieb mit entsprechendem Zwischenraume gleichfalls zylindrisch umschließen.

Das fertige Mehl fällt durch das Feinsieb hindurch in den mit einem Sackstutzen und einem Verschlußschieber versehenen Auslauf *e* des die ganze Mühle staubdicht umgebenden Blechgehäuses *s*.

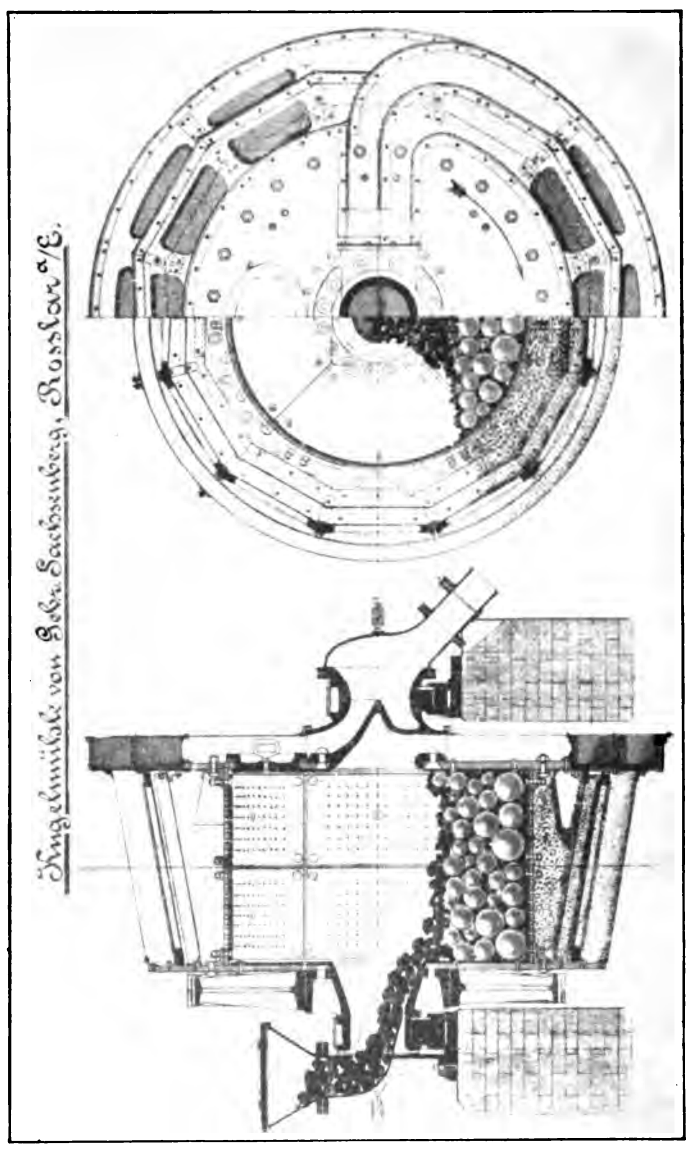
Die abgesiebten Grieße, die sich zwischen den Sieben *c* und *d* und dem

Material	Nummer des angewendeten Siebgewebes											
	10	12	15	20	25	30	40	50	60	70	80	90
	Maschen pro qcm											
	14	20	33	60	90	130	285	360	525	715	985	1180
Asphalt	900	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Bauxit, franz.	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Bleiglanz	750	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Borax	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Caolinthon	—	—	—	—	—	—	—	—	1000	—	—	—
Chamottesteine	1500	—	—	1200	—	—	—	—	—	—	—	—
Coelestin	—	—	—	—	—	—	1500	—	—	—	—	—
Falzziegel, harte	—	—	1260	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Feldspat	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Formsand	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Gips, gebrannt	—	—	—	—	—	—	800	—	—	—	—	—
Gips, ungebrannt	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Gold- und Silbererze	—	—	—	—	—	—	550	—	—	—	—	—
Graphit	—	—	—	—	—	—	—	1000	—	—	—	—
Gußeisenspäne	—	—	—	750	—	—	250	—	—	—	—	—
Holzkohle	—	—	—	—	—	—	400	—	—	—	—	—
Kalk, gebrannt	—	—	—	—	1250	—	—	—	—	—	—	—
Kalk, ungebrannt	—	—	—	—	—	—	—	—	800	—	—	—
Knochen, entfettete	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Knochen, entleimte	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Knochen, gedarrte	—	—	—	—	—	900	—	—	—	—	—	—
Knochengrieß (Schleifmehl)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Knochenkohle	—	—	—	—	—	—	—	—	600	—	—	—
Kupfererz	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Kupferschlacke	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Kupferstein	—	—	—	—	—	750	—	—	—	—	—	—
Lehm	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Magnesit	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Marmor	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	800	—
Phosphate	—	—	—	—	—	—	750	—	—	—	—	—
Quarz	—	—	—	—	—	—	—	—	500	—	—	—
Schmirgelsteine	—	—	300	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Schwerspat	—	—	—	—	—	—	1500	—	—	—	—	—
Steinkohlen, feuchte	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Steinkohlen, trockene	—	—	—	—	—	—	—	—	500	—	—	—
Strontian	—	—	—	—	—	—	1500	—	—	—	—	—
Thomasschlacke	—	—	—	—	—	—	—	—	1000	—	—	—
Ton, getrockneter	—	—	—	—	—	1000	—	—	—	—	—	—
Tonröhrenbruch	1500	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Traß, trockener	—	—	—	—	2000	—	—	—	—	—	—	—
Traß, grubenfeucht	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Tonschiefer	—	—	—	—	—	—	800	—	—	—	—	—
Zement-Klinker	—	—	—	—	—	—	—	—	—	850	780	600
Zement-Rohmaterial	—	—	—	1250	—	—	—	—	—	750	550	—
Ziegelbrocken, harte	2000	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Zinkblende	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Trommelmantel befinden, werden mittels Blechschaufeln *f*, welche über die ganze Breite der Siebe reichen und durch entsprechende Schlitze des Vorsiebes *c* hindurchgehen, den Kanälen *g* zugeführt. Diese Rückführungskanäle lassen die Grieße in das Innere der Mahltrommel zurückfallen, in welcher sie der Wirkung der Kugeln von neuem ausgesetzt werden.

Sehr zweckmäßig ist bei dieser Kugelmühle die Vorrichtung, mittels welcher die zu vermahlenden Stoffe in die Mahltrommel eingebracht werden. Die

Zuführung erfolgt nämlich durch die Einlaufnabe *k*, welche zu diesem Zwecke durchbrochen ist. Die dadurch entstehenden Speichen sind ähnlich einer Schiffsschraube geformt, so daß sie bei ihrer Umdrehung mit der Mahltrommel als Förderschnecke wirken und das dem Einlauftrichter *h* in Stücken aufgegebene



Figur 223.

Mahlgut in die Trommel einführen, während die sonst gebräuchlichen gewöhnlichen Speichen die Zuführung behindern.

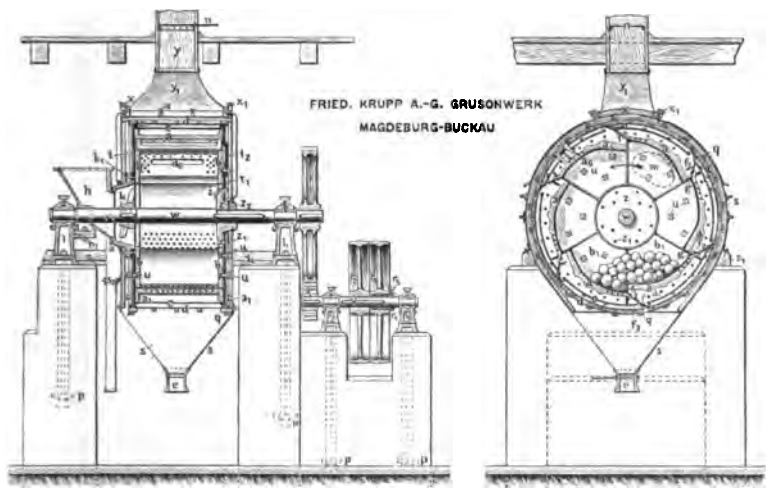
Außerdem haben die schraubenförmigen Speichen eine erheblich größere Widerstandsfähigkeit als gewöhnliche; ihre Anzahl konnte deshalb auf zwei herabgesetzt werden. Schließlich verhindern sie auch das Herausspringen von Kugeln aus der Mahltrommel in den Einlauftrichter *h*, unter welchem Übelstande Kugelmühlen mit gewöhnlichen Speichen viel zu leiden haben.

Das Trommelinnere ist durch ein in der hintern Kopfwand t_1 angebrachtes Mannloch *m*, welches nach innen durch die Seitenplatte b_1 und nach außen durch den schmiedeeisernen Mannlochdeckel t_3 geschlossen ist, leicht zugänglich, nachdem man bei den kleinern Mühlen den Staubgehäuseoberteil und bei den größern einen Teil desselben oder den daran befindlichen Deckel entfernt hat.

Bei Aufstellung der Patentkugelmühle ist über dem Staubgehäuseoberteil ein Luftschacht *y* anzubringen, welcher mittels eines Schlauches aus Sackleinen mit dem Holzrahmen *x* verbunden wird. Dieser Luftschacht soll über das Dach des Gebäudes hinausgeführt werden und hat den Zweck, einen Luftstrom zu erzeugen, durch welchen einesteils das Stäuben aus dem Einlauftrichter *h* verhütet, andernteils die beim Feinmahlen entstehenden feuchten Dünste abgeführt werden, welche ein Zusetzen der Siebe verursachen würden.

Um diesen Luftzug je nach der Witterung regulieren zu können, ist in dem Luftschacht ein einfacher Schieber *n* vorzusehen.

In neuester Zeit hat sich auch die verstärkte Ventilation, Absaugung



Figur 224.

durch einen Exhaustor in Verbindung mit einer Staubkammer, zum Niederschlagen des staubförmigen Mahlerzeugnisses als sehr günstig wirkend erwiesen.

Die Mühlen, welche metallhaltige Stoffe, wie Thomasschlacke, Gekrätz usw. vermahlen sollen, erhalten im Mahlmantel den sogenannten Schlot. Dies ist ein Entleerungsschacht, welcher durch das Vor- und Feinsieb hindurchgeht.

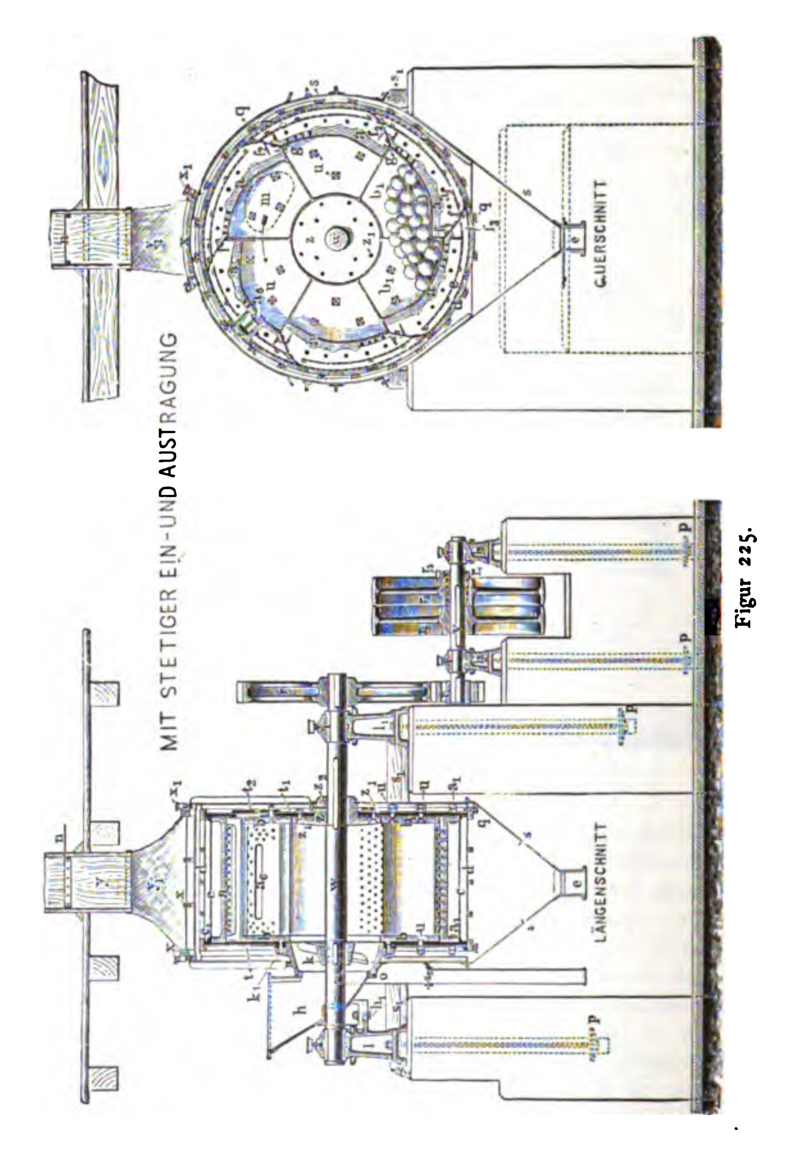
Sollen aus diesen Mühlen die sich in der Mahltrommel anhäufenden und schwer zu vermahlenden Metalle entfernt werden, so braucht man nur den Schlotdeckel a_6, zu welchem man in gleicher Weise wie zu dem Mannloch gelangt, fortzunehmen und von der Mahltrommel noch einige Umdrehungen ausführen zu lassen; die Mahlrückstände fallen alsdann heraus, während die Kugeln infolge der geringen Schlotweite zurückbleiben.

Die dem Verschleiß unterworfenen Teile der Mühle, nämlich die Kugeln, die Mahl- und die Seitenplatten, sind aus eigens für diesen Zweck durch weitgehendste Versuche erprobten Materialien hergestellt, so daß deren Abnutzung auf das geringste mögliche Maß beschränkt ist.

In den Fällen, wo nur ein grießiges Mahlerzeugnis verlangt wird, genügt die Sortierung durch den äußeren Siebmantel *d*, welcher alsdann aus starkem Drahtgeflecht oder gelochtem Blech hergestellt wird und die Verwendung eines Vorsiebes *c* überflüssig macht.

Die Patentkugelmühlen können auch mit Vorteil Verwendung finden als Vorbrechmaschinen für Mahlgänge anstelle von Walzen- oder Schraubenmühlen und werden für diesen Fall ganz ohne Siebe gebaut, während die Mahltrommel mit einer entsprechend großen Anzahl Öffnungen versehen wird.

Wenn bei außergewöhnlicher Feinheit der Siebgewebe oder feuchter Beschaffenheit des Mahlgutes ein Zusetzen der Siebe zu befürchten steht, womit



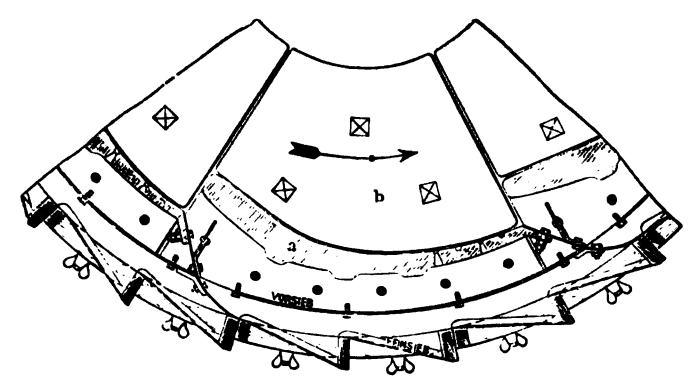
Figur 225.

naturgemäß ein Sinken der Leistung der Mühlen verbunden sein würde, so empfiehlt sich die Anbringung einer Abklopfvorrichtung. Dieselbe versetzt durch leichte Schläge die mit eisernen Schienen versehenen Siebrahmen und somit die Siebe in Schwingungen und hält auf diese Weise die Gewebe rein.

Ein neueres, sehr wirksames Mittel um das Zusetzen der Siebe zu verhindern, sowie auch um außergewöhnlich feine Mehlsorten zu erzeugen, besteht in der Anwendung einer besonderen Siebkonstruktion, dem sogenannten Treppen-

sieb, für welches die obige Firma das Recht der Alleinfabrikation erworben hat.

Bei diesem Treppensieb bildet die Gesamtheit der Siebrahmen nicht wie bei der normalen Ausführung einen um das Vorsieb liegenden glatten Zylinder, vielmehr sind in diesem Falle die Siebrahmen stufenförmig und in einem bestimmten Winkel zueinander angeordnet, so daß der Umfang des Zylinders auch eine dementsprechende Form zeigt, Figur 226. Bei der Vermahlung fällt das Mahlgut durch die gelochte Mahlplatte und das Vorsieb auf denjenigen Siebrahmen, dessen Siebfläche den Lochungen gegenüberliegt. Von dieser Siebfläche wird es bei der Weiterbewegung der Mahltrommel bis auf eine gewisse Höhe



Figur 226.

mitgenommen, in der es von derselben herab auf den nächstfolgenden Siebrahmen fällt usw. Durch diese Anordnung wird somit das Gleiten des Siebgutes auf der Siebfläche vermindert, wie auch die Maschen der letztern vor Zusetzen und die Siebe selbst vor frühzeitigem Verschleiß bewahrt werden.

Vorzüglich eignen sich die mit Treppensieben versehenen Kugelmühlen zum Vermahlen von Erdfarben, bei denen es sich um die Herstellung eines unfühlbaren (impalpablen) Erzeugnisses handelt.

Fragt man sich noch, welche der zahlreichen vorbeschriebenen Maschinen für verschiedene Produkte am besten Verwendung finden, so kann man im wesentlichen folgendes unterscheiden:

I. Zum Vorzerkleinern in Faustgröße für Basalt, Erze, Quarz, Kalksteine, Chamott, Thomasschlacken, Zementklinker usw. dienen die Steinbrechmaschinen.

II. Zur Herstellung von Schrot dienen, wenn es sich für sehr harte Stoffe in Nuß- bis Eigröße handelt, z. B. für Chamottklinker, Zementklinker, Erze usw.:

1. Walzenmühlen mit glatten oder geriffelten Walzen.
2. Kollergänge.
3. Pochwerke.

Wenn es sich dagegen um weniger harte Stoffe, wie Chemikalien, Salze, Schwerspat, Ton usw. handelt:

1. Walzenmühlen mit gezahnten Walzen.
2. Schleudermühlen.
3. Schlagkreuzmühlen.
4. Schlagstiftmühlen.
5. Excelsiormühlen.

III. Zur Herstellung von feinsten Mehlen dienen Mahlgänge und Kugelmühlen.

Selbstverständlich bedarf es für jedes bestimmte Mahlgut einer eingehenden Prüfung der geeignetsten Zerkleinerungsmaschinen und gehen hierfür die ausführenden Firmen, von welchen einige der wichtigsten und leistungsfähigsten im Vorstehenden namhaft gemacht sind, auf Grund ihrer jahrelangen Erfahrungen mit ihrem Rat in allen Fällen zur Hand.

3. Kapitel.

Misch- und Trennvorrichtungen und -Verfahren.

§ 1. Mischvorrichtungen.

Um eine innige Verbindung fester Körper untereinander oder von festen und flüssigen Körpern zu Lösungszwecken oder Körper beliebiger Aggregatzustände untereinander zu bewirken, müssen dieselben möglichst innig miteinander gemischt werden. Man kann folgende 5 Gruppen unterscheiden:

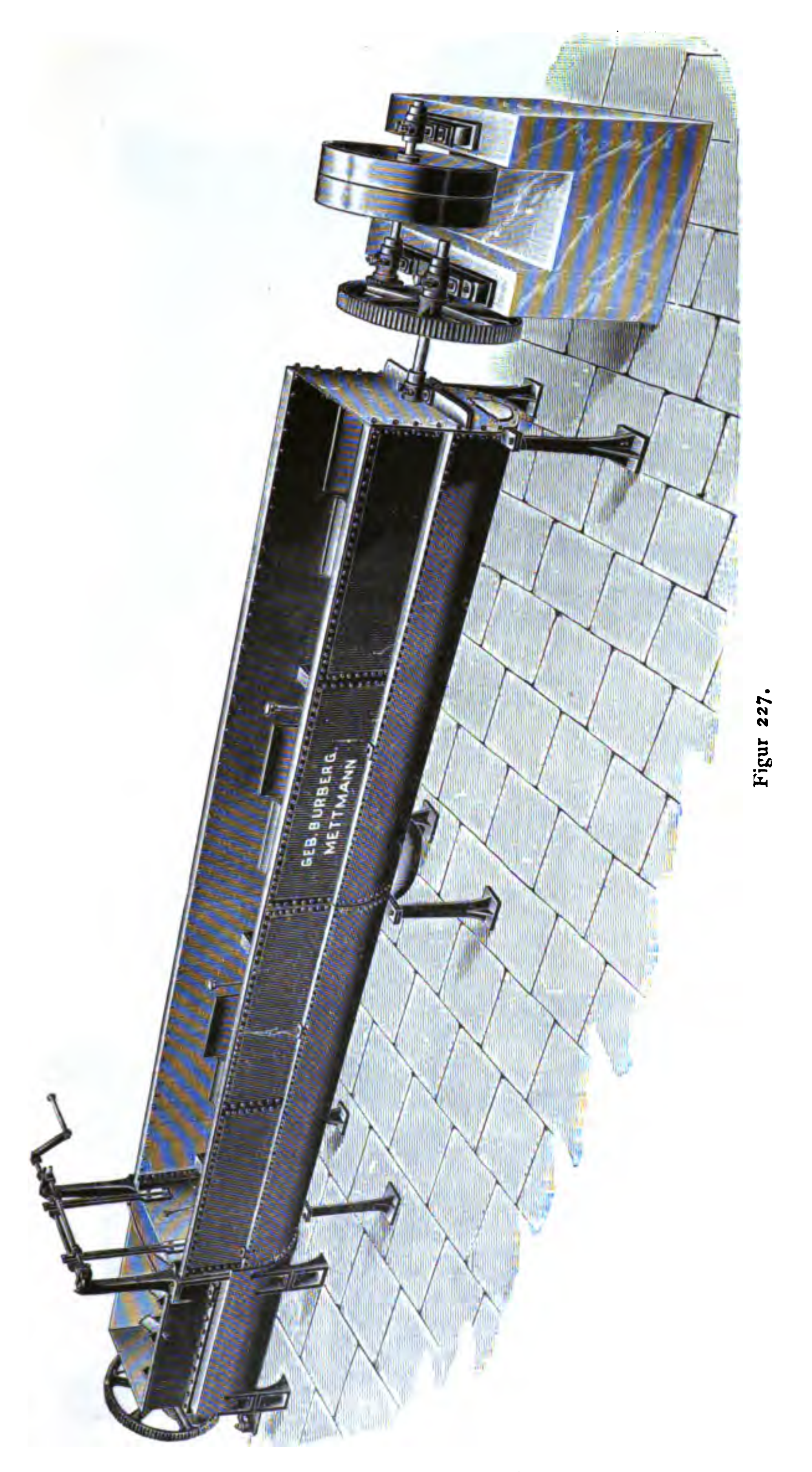
1. Vorrichtungen zum Mischen von festen Körpern untereinander.
2. Vorrichtungen zum Mischen von festen mit flüssigen Körpern.
3. Vorrichtungen zum Mischen von flüssigen mit anderen flüssigen Körpern.
4. Vorrichtungen zum Mischen von flüssigen und gasförmigen Körpern.
5. Vorrichtungen zum Mischen von Gasen oder dampfförmigen Körpern untereinander.

Die erste Klasse findet namentlich dann Anwendung, wenn den Rohprodukten, wie z. B. Kristallen, Salzen, Mineralien, Erden, Farbstoffen usw. andre feste Körper beigemischt werden sollen. Zu diesem Zwecke dienen meistens längliche, trogartige Gefäße, in welchen eine lange, mit Rührschaufeln versehene Welle ein allgemeines Durcheinandermischen der Rohprodukte bewirkt, wobei gleichzeitig ein Transport von der Aufgabestelle nach der anderen Seite oder der Abnahmestelle erfolgt und häufig auch, falls die Rohstoffe noch Feuchtigkeit enthalten, gleichzeitig eine Trocknung stattfindet.

Die Ausführung einer solchen Misch- und gleichzeitig Trockenvorrichtung ist in Figur 227 nach einer Ausführung der Firma Gebr. Burberg in Mettmann (Rheinland) dargestellt. Der untere, doppelt ausgeführte Boden des Mischtroges wird mit Amdämpfen oder frischem Dampf geheizt und dadurch die gleichzeitige Trocknung bewirkt.

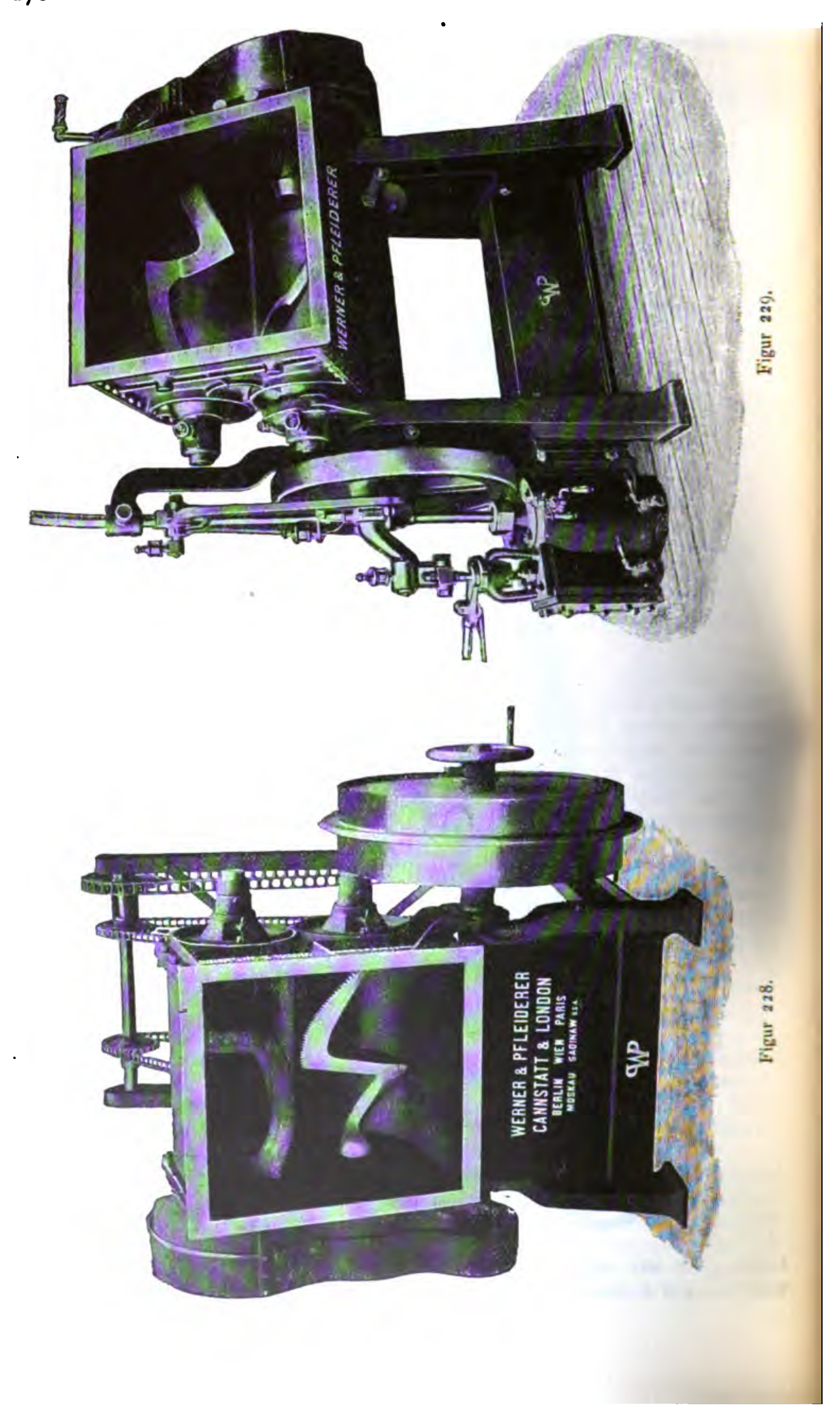
Um ein möglichst inniges Durchmischen des Rohgummis mit den zu seiner weiteren Verarbeitung erforderlichen Rohstoffen z. B. Schwefel und anderen Zusätzen zu bewirken, finden Knet- oder Mischwalzen Anwendung, welche sich mit, um einen geringen Betrag verschiedenen Umfangsgeschwindigkeiten gegeneinander bewegen und dadurch bei wiederholtem Einführen des Rohmaterials zwischen die Walzen allmählich ein inniges Vermengen der einzelnen Teile bewirken. Auch in der Zelluloid- und Kautschukindustrie finden derartige Mischwalzen Anwendung.

Häufig soll mit dem Mischen gleichzeitig ein Durchkneten der in teigigem Zustande befindlichen Rohstoffe ausgeführt werden. Hierzu dienen die Knetmaschinen. Einige Ausführungen solcher Maschinen sind aus den Figuren 228 und 229, p. 270, zu ersehen. Die beiden Figuren stellen Knetmaschinen der Firma Werner & Pfleiderer in Cannstatt dar. Bei denselben kann der Mischtrog, in welchem sich zwei gegeneinander bewegte S-förmige Knetarme be-



Figur 227.

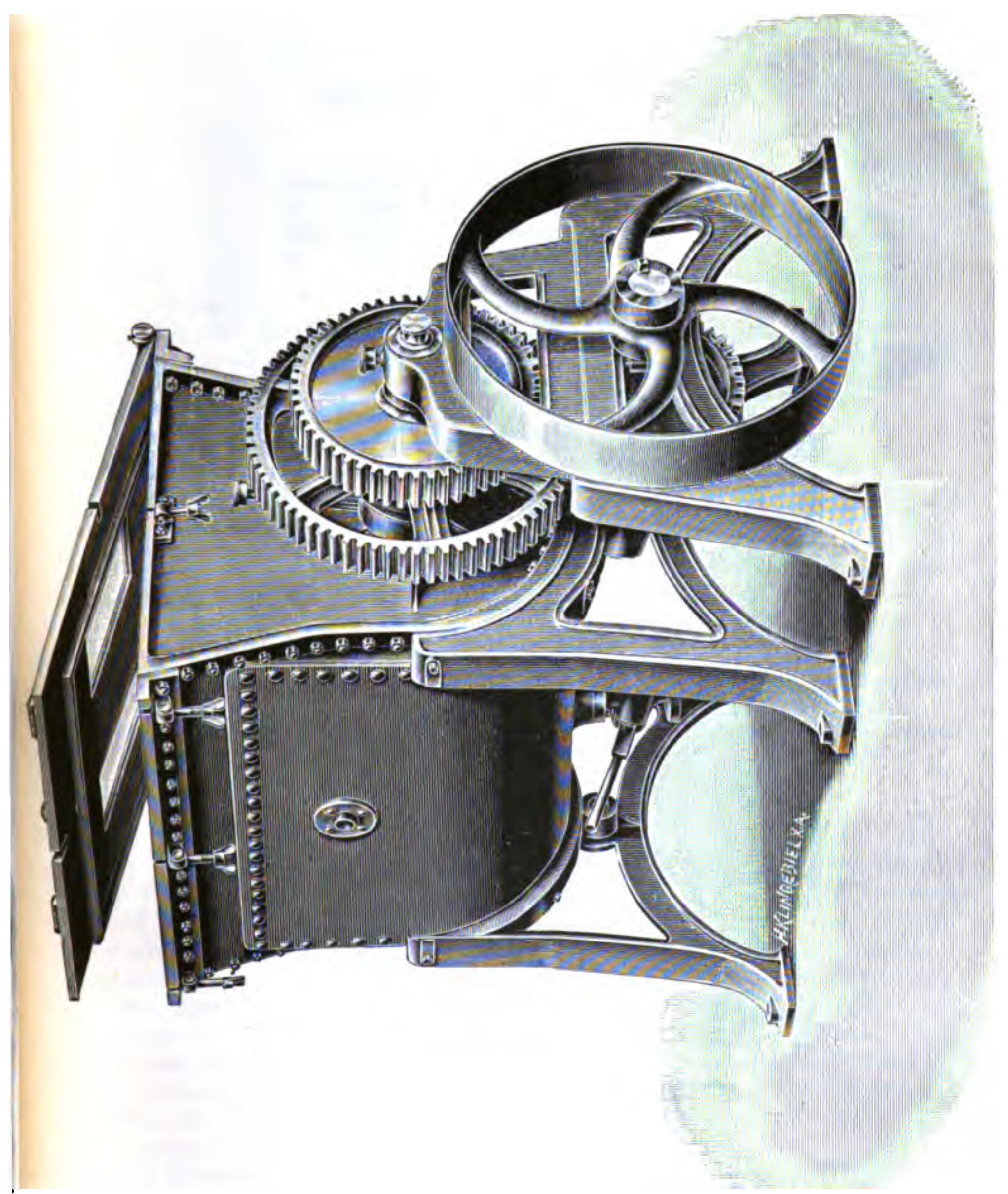
finden, aus der wagerechten in die lotrechte Lage zum Entleeren gekippt **werden.** Die zweite Maschine ist mit direktem Dampfantrieb versehen.



Figur 228.

Figur 229.

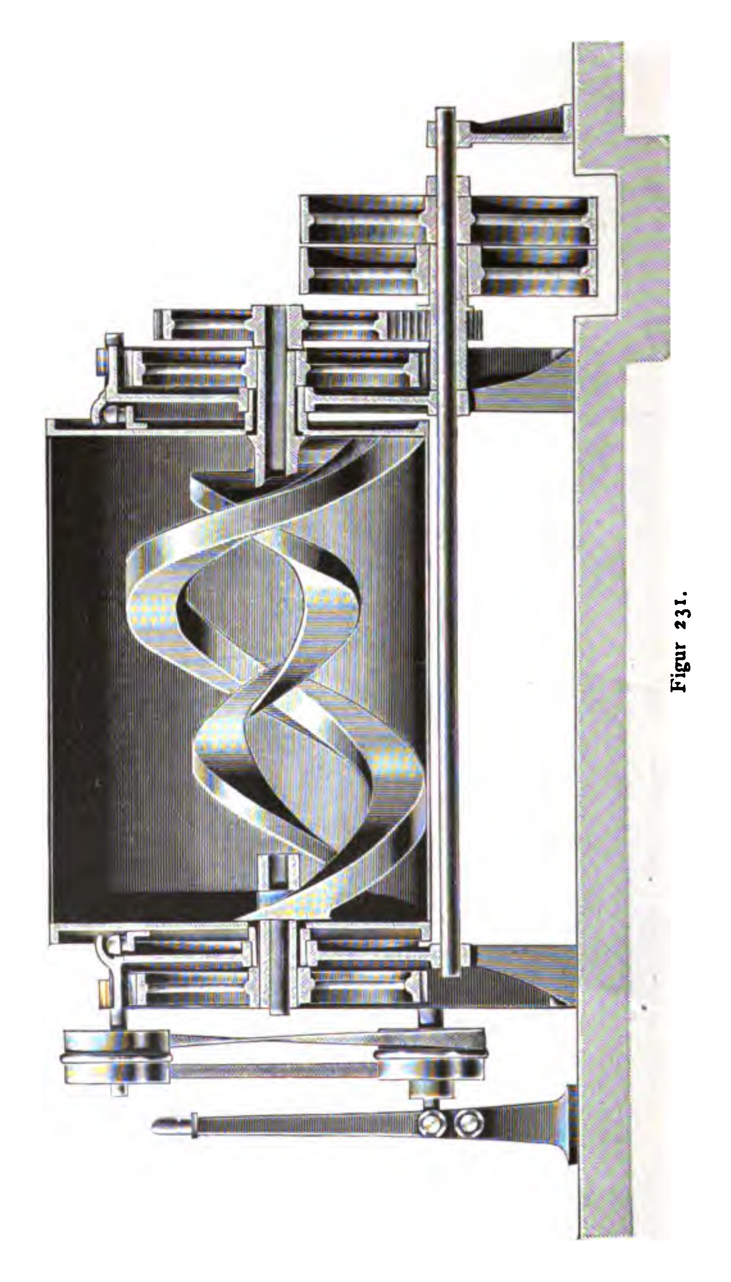
Die Figuren 230 und 231 stellen Ausführungen der **Borbecker Maschinenfabrik und Eisengießerei in Bergeborbeck** in äußerer Ansicht und im Querschnitt dar. Auch hier sind die Mischtröge, welche mit einer mit Schauloch versehenen Deckplatte abgeschlossen sind, um ihre wagerechte Achse drehbar.



Figur 230.

Der Antrieb erfolgt durch eine Vorgelegswelle mit fester oder loser Riemenscheibe, von welcher gleichzeitig die Kippvorrichtung angetrieben wird. Aus Figur 231 ist die Anordnung der schraubenförmigen Knet- und Mischflügel zu ersehen, welche sich umeinander bewegen. Zu diesem Zwecke sind ihre Wellen nach außen verlängert und werden durch von der Transmission angetriebene Zahnräder betätigt.

Zum Mischen von festen und flüssigen Körpern zum Zwecke der leichteren Lösung der ersteren in den letzteren dienen entweder oben offene Pfannen, welche mit umlaufenden, mit Rührflügeln ausgerüsteten Armen versehen sind, oder geschlossene Trommeln, in welchen sich ein auf der Welle befestigter



Figur 231.

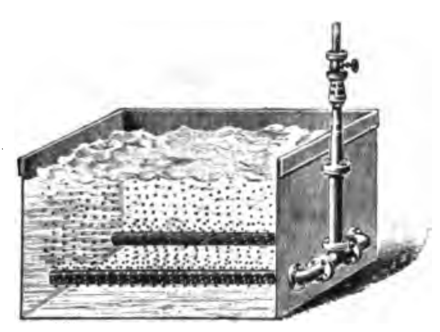
schraubenförmiger doppelter Rührarm bewegt. Auch diese Trommeln können durch einen Kippmechanismus, welcher von Hand angetrieben wird, leicht entleert werden. Dieselben werden in Größen von 300—1000 mm Durchmesser und 400—1250 mm Länge ausgeführt.

Ganz ähnlich sind die Rührwerke zum Mischen von Flüssigkeiten unter-

einander ausgeführt, wie solche namentlich bei Eindampfpfannen, Kochgefäßen usw. Anwendung finden.

Demselben Zwecke dienen auch die sogenannten Schüttelmaschinen, bei welchen die in einem geschlossenen Gefäße befindlichen miteinander zu mischenden Flüssigkeiten durch fortgesetztes Umkippen des Gefäßes oder Schütteln des Gefäßes miteinander innig vermischt werden.

Sehr häufig sollen Gase und Dämpfe aller Art mit Flüssigkeiten gemischt werden, wobei einerseits eine Auflösung oder Absorption der Gase in der Flüssigkeit gewünscht wird, andererseits nur ein Durchblasen des Dampfes oder Gases durch die Flüssigkeiten zum Aufrühren, zur Oxydation usw. beabsichtigt wird. Eine sehr ansgedehnte Anwendung finden zu diesem Zwecke die im zweiten Kapitel besprochenen Strahlapparate. In Figur 232 ist zunächst die Anordnung einer solchen Mischvorrichtung einer Flüssigkeit mit Luft, ein Rührgebläse der Firma Gebr. Körting, Aktien-Gesellschaft in Körtingsdorf bei Hannover abgebildet, bei welchem durch den Dampfstrahl Luft in die Flüssigkeit eingetrieben wird, wobei gleichzeitig der eingeblasene Dampf zur Erwärmung nnd häufig auch zur Förderung der Lösung sowie zum Aufrühren dient. Diese Vorrichtungen finden Anwendung:



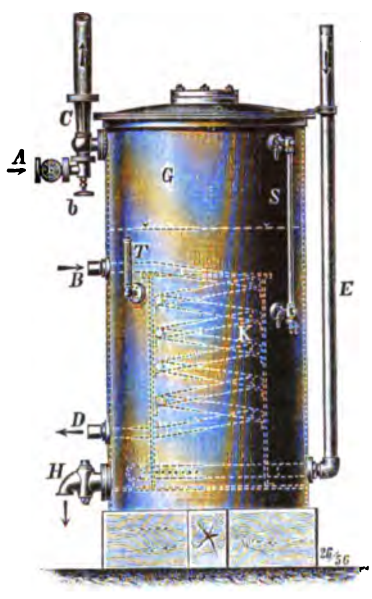
Figur 232.

1. Bei vielen Verfahren zur Beseitigung des Kesselsteines aus dem Kesselspeisewasser.
2. Zum Auflösen von Rohrzucker.
3. Zum Mischen der Melasse mit Wasser in den Spritfabriken.
4. Zum Neutralisieren des Sirups (Abstumpfen), z. B. in Stärkezuckerfabriken.
5. Zum Aufrühren des Kalkes in den Äschern (Seifenfabriken, Lohgerbereien).
6. Zum Auflösen von Chlor, Chinaklay und
7. Zum Rühren in den Stoffbütten in Papierfabriken u. dergl.

In Figur 233 ist eine Vorrichtung der zweiten Art gleichfalls von der genannten Firma dargestellt, bei welcher das Mischen einer Flüssigkeit mit dem Sauerstoff der Luft zum Zwecke der Oxydation beabsichtigt wird, um speziell die Zerstörung von Farbstoffen in Ölen, so namentlich in Palmöl, durch Oxydation und dadurch ein Bleichen des Öles zu bewirken. Der Apparat besteht aus einem eisernen, luftdicht verschließbaren Gefäße, an dessen oberem Teile ein Dampfstrahl-Luftsaugapparat C angebracht ist. In dem Gefäße befindet sich eine kupferne Heizschlange K, sowie ein ringförmiges, mit kleinen Löchern versehenes Luftverteilungsrohr, welch letzteres mit einem außerhalb des Gefäßes angebrachten, bis über den Ölstand hinausragenden Luftzuführungsrohre E in Verbindung steht.

Das Palmöl wird, nachdem es in einem beliebigen anderen Gefäße flüssig gemacht ist und einige Stunden zum Absetzen von Schmutz und Wasser darin gestanden hat, in das Bleichgefäß eingegossen. Letzteres wird alsdann mit dem Verschlußdeckel luftdicht abgeschlossen. Zunächst wird dann die Heizschlange mittelst Dampf geheizt, bis das Öl eine Wärme von 100° C angenommen hat. Alsdann setzt man den Luftsaugeapparat in Betrieb. Derselbe saugt atmosphärische Luft durch das Zuführungsrohr E und das Verteilungsrohr von unten nach oben durch das Öl. Durch den Austritt der Luft aus der großen Zahl

kleiner Löcher wird eine feine Verteilung derselben in dem Öle und eine innige Mischung mit allen Ölteilchen erzielt. Der Sauerstoff der Luft, der so zur vollsten Ausnutzung kommt, bewirkt allein die Zerstörung der Farbstoffe und damit die Bleichung des Öles.

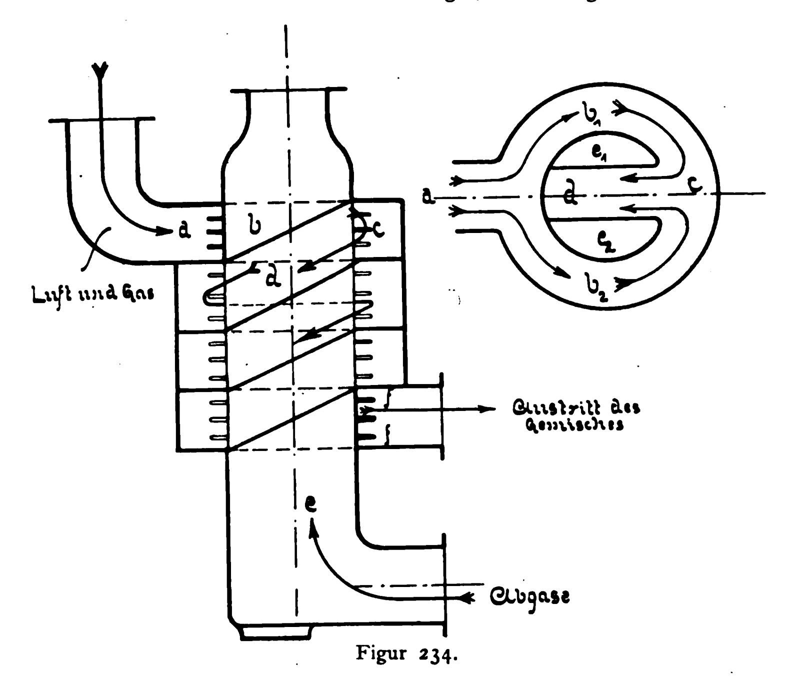


Figur 233.

Da also keinerlei Säuren und Chemikalien bei diesem Verfahren zur Verwendung kommen, so sind gesundheitsschädliche Dünste durchaus vermieden und die natürlichen guten Eigenschaften des Öles werden in keiner Weise beeinflußt. Durch ein vom Luftsauger über Dach führendes Rohr werden die Dünste des Öles selbst ins Freie abgeleitet; im Bleichraum herrscht eine vollkommen reine, geruchfreie Luft.

Auf genau demselben Prinzip beruhen die in der Eisenhüttenindustrie so außerordentlich wichtigen Bessemer-Konverter. Auch hier wird atmosphärische Luft unter einem Druck, welcher den Druck im Innern des Konverters um einen geringen Betrag übersteigt, während des Blasens durch das flüssige Eisenbad hindurchgeblasen, wodurch die Oxydation des Kohlenstoffes im flüssigen Roheisen durch den Sauerstoff der eingeführten Luft bewirkt und dadurch Flußstahl bezw. Flußeisen erzeugt wird.

Das Mischen von Gasen untereinander oder von Gasen und Dämpfen mit Luft zur Erzeugung eines möglichst homogenen Gemisches ist namentlich in der Beleuchtungs-, Feuerungs- und Motorentechnik



Figur 234.

sobald es sich um brennbare oder explosible Gemische handelt, eine wichtige Aufgabe. Hierher gehört die Mischung von Brenngas oder Leuchtgas mit Luft.

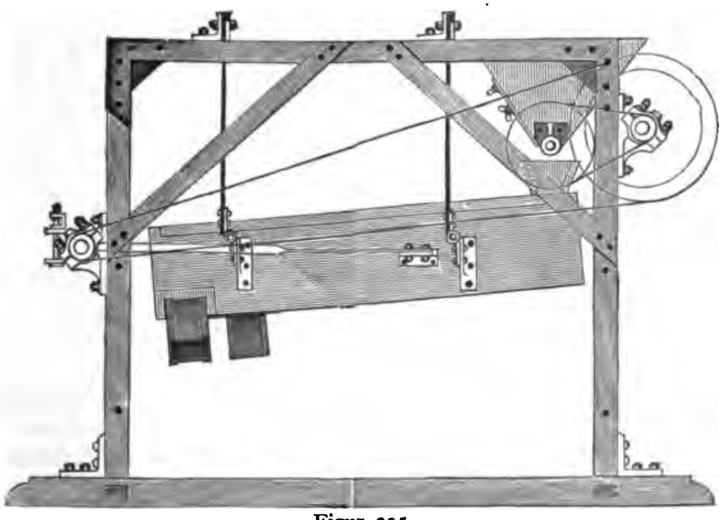
von Benzin oder Petroleumdampf mit Luft, die Anreicherung kohlenwasserstoffarmer Gase mit Benzol oder anderen schweren oder reichen Kohlenwasserstoffen für die gesamten Zwecke. Am vollkommensten wird diese Mischung erreicht durch ein möglichst wiederholtes Aufeinanderstoßen der Ströme der ungemischten Gase, wobei sich eine intensive Wirbelbildung durch möglichst häufiges Aufeinanderprallen der mehrfach wiedergetrennten Gasströme erzeugt wird. Hierher gehören alle Karburatoren für die mit flüssigen Brennstoffen betriebenen Explosionskraftmaschinen, die Karburiervorrichtungen für Beleuchtungszwecke, die verschiedenartigsten Konstruktionen von Gasbrennern usw. Eine Ausführung eines solchen Mischapparates von F. DÜRR, bei welchem gleichzeitig durch die abziehenden heißen Gase eines Motors eine vollständige Verdampfung der in der Mischung enthaltener Teilchen flüssigen Brennstoffes stattfindet, zeigt Figur 234. Die bei *a* zuströmende, mit flüssigem Brennstoff geschwängerte Luft teilt sich in zwei Ströme b_1 und b_2, welche bei *c* aufeinanderprallen, sich wieder vereinigen und durch den Kanal *d* in die nächsttiefere Etage fließen, wo eine abermalige Trennung und nachheriges Aufeinanderprallen stattfindet. Durch die zwischen den Kanälen vorhandenen segmentförmigen Räume e_1 und e_2 strömen die heißen Abgase der Gasmaschine, wodurch die Erwärmung des Gemisches und die Verdampfung des flüssigen Brennstoffes erfolgt. Bei *f* tritt das Gemisch in die Zuführungsleitung zur Maschine ein.

§ 2. Trennvorrichtungen.

Ebenso wichtig wie die Aufgabe feste, flüssige oder gasförmige Körper miteinander zu mischen, ist diejenige Aufgabe, aus festen, flüssigen und gasförmigen Körpern feste Körper abzuscheiden, oder auch aus Mischungen beider die Flüssigkeiten abzutrennen, wobei entweder das flüssige oder das feste Produkt zu gewinnen ist, oder beide, während im ersteren Falle das eine von beiden als ein wertloses Nebenprodukt erscheint.

A. Trennvorrichtungen von festen Körpern voneinander.

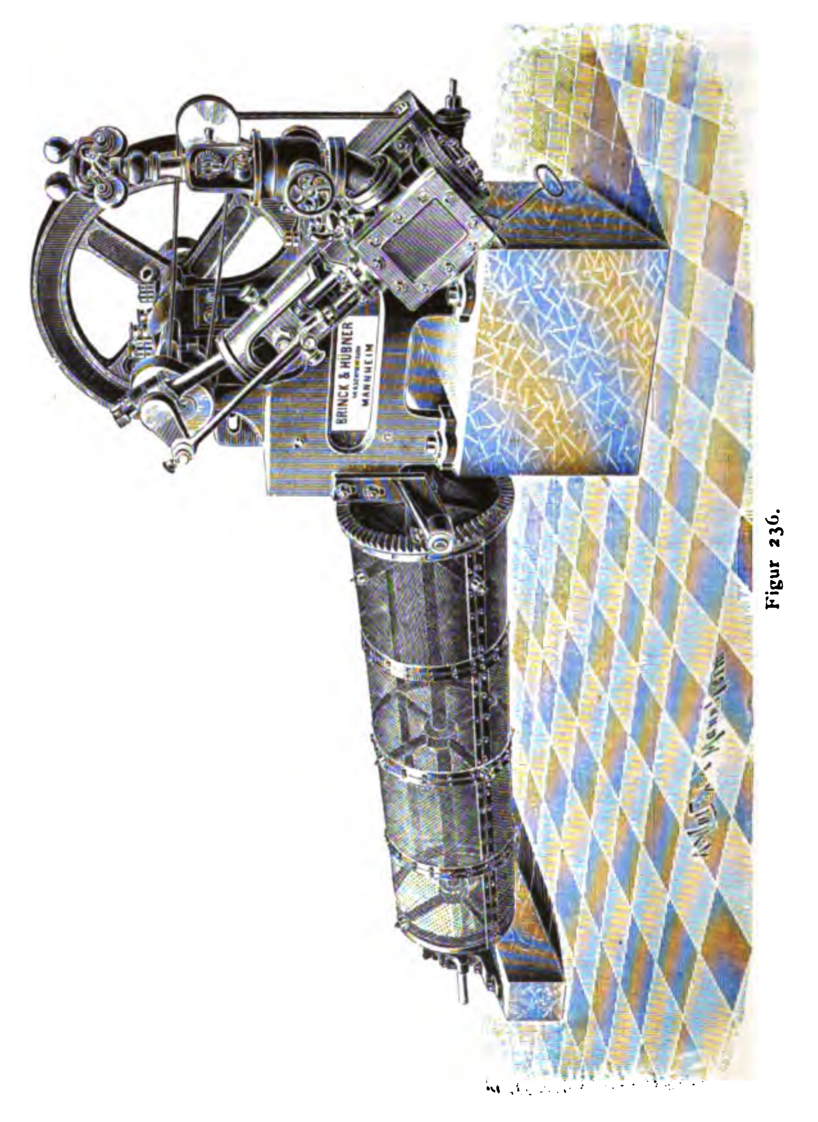
Der Zweck dieser Vorrichtungen ist fast ausschließlich die Gewinnung von Roh- oder Fertigmaterialien eines und desselben Körpers von verschiedener



Figur 235.

Größe und wird diese Trennung durch Siebe bewirkt. Dieselben sind entweder direkt an die Zerkleinerungsmaschinen angeschlossen oder besonders aufgestellt.

in welchem Falle sie mit Transportvorrichtungen zur Zuführung des zerkleinerten Gutes versehen sind. Man unterscheidet im wesentlichen zwei Hauptarten von Siebmaschinen, Schüttelsiebe oder Plansiebe mit hin- nnd hergehender Bewegung oder Zylindersiebe oder Siebtrommeln mit rotierender Bewegung. Eine Ausführung der ersteren Art ist in Figur 235 abgebildet. Das Siebgut wird in einen Einlauftrichter mit verstellbarem Schieber zur Regulierung der Einlauf-



Figur 236.

stärke und mit einer Zufuhrwalze eingeführt, von wo aus es dem Plansiebe zufällt. Dasselbe ist geneigt und wird durch einen Exzenterantrieb, welcher etwa 400 bis 500 Umdrehungen in der Minute macht, in rasche Hin- und Herschwingungen versetzt. Am Ende befinden sich 2 Auslaufkästen, der innere für das fein gesiebte, der äußere, dem Exzenter zunächst liegende, für das grobe Material. Die dargestellte Maschine ist eine Ausführung der Firma H. F. Stollberg in Offenbach a. M.

In den Figuren 236—237 sind Zylindersiebe oder Siebtrommeln der

Firma BRINCK & HÜBNER in Mannheim abgebildet. Bei der ersten der genannten Figuren sind die Trommeln direkt mit der Zerkleinerungsmaschine verbunden, während bei Figur 237 die Zufuhr des Siebgutes durch einen am rechtseitigen Ende der Trommel anschließenden, in der Figur nicht dargestellten Einlauftrichter bewirkt werden muß. Bei dieser Ausführung sind 12 Siebe von allmählich zunehmender Maschenweite oder Lochweite vorhanden, so daß hierdurch zwölf verschiedene in darunter befindliche Sammelkästen einfallende Korngrößen gesiebt werden können. Die ganze Trommel ruht auf Laufrollen, welche vom Hauptantriebe durch konische Rädervorgelege und in der ganzen Länge der Trommel beiderseits durchgehende Wellen in langsame Umdrehung versetzt werden.



Figur 237.

Ein interessantes Beispiel von Trennvorrichtungen fester Körper voneinander bietet ferner die magnetische Separation von Erzen und die magnetischen Spanabscheider.

Bei der ersteren befinden sich in geschlossenen, meist hölzernen, länglichen Kästen an einer zentralen Welle zylindrische Trommeln, welche an ihrem Umfang in der Längsrichtung schraubenförmig verlaufende Eisenmagnete besitzen. Die letzteren nehmen aus dem in den Trögen befindlichen vorzerkleinerten Gemisch von Erzen mit taubem Gestein die metallischen Teile an und geben sie an eine nahe dem Deckel des Kastens befindliche Abstreichvorrichtung wieder ab.

In derselben Weise wirken die magnetischen Spansortiermaschinen, welche zum Wiedergewinnen von Dreh-, Bohr- und Hobelspänen, namentlich von wertvollen Legierungen, z. B. Bronze, Messing oder Kupferspänen aus dem Kehricht und Abfall von Metallbearbeitungswerkstätten, Maschinenfabriken usw. dienen. Auch hier werden die magnetisch angezogenen Späne abgestreift und auf diese Weise zum Wiedereinschmelzen wiedergewonnen.

B. Trennvorrichtungen von festen und flüssigen Körpern.

Wie bereits einleitend erwähnt, kann das Abscheiden von festen und flüssigen Körpern voneinander entweder den Zweck haben, eine Flüssigkeit von ihr anhaftenden festen Stoffen, Beimengungen, Verunreinigungen usw. zu reinigen, wobei die gewonnene Flüssigkeit das wertvolle Produkt bildet, oder umgekehrt bezwecken, ein wertvolles Rohprodukt aus einer Lösung zu gewinnen, wobei die abgeschiedene Flüssigkeit als wertlos abfließen kann, oder endlich durch die Trennung zwei Produkte zu erhalten, welche beide weiterer technologischer, bezw. wirtschaftlicher Verwertung fähig sind.

Als eine der wichtigsten Anwendungen des ersten Verfahrens sind die Vorrichtungen und Apparate zur Wasserreinigung zu bezeichnen, welche sowohl zur Gewinnung eines für den Betrieb von Dampfkesseln geeigneten Wassers, als auch zum Filtrieren, Reinigen und Weichmachen von Betriebswässern für zahlreiche Zweige der chemischen Industrie ven größter Wichtigkeit sind.

Der größte Feind aller Dampfkesselbetriebe ist der sogenannte Kesselstein, dessen Beseitigung, um ein Niederschlagen desselben und hierdurch bewirkte Zerstörungen der Kesselbleche und Dampfkesselexplosionen zu verhüten, von außerordentlicher Wichtigkeit ist.

Man unterscheidet im wesentlichen folgende verschiedenen Kesselsteine:

1. Den Barytkesselstein, bestehend aus schwefelsaurem- und kohlensaurem Baryt.
2. Den Magnesiakesselstein, bestehend aus reiner und kohlensaurer Magnesia.
3. Die Kalkkesselsteine, bestehend aus kohlensaurem und schwefelsaurem Kalk (Gips).
4. Die Tonerdekesselsteine.
5. Die Kieselsäurekesselsteine.
6. Die Mergelkesselsteine, gemischt aus Tonerde und Kieselsäure.

Zur Ausfällung und Beseitigung der Kesselsteinbildner aus dem Wasser dient hauptsächlich:

1. Für Gips Chlorbarium. Das hierbei gewonnene Calciumchlorid ist im Wasser sehr leicht löslich, während der Schwerspat im Fällapparat ausgefällt wird. Ein zweites Mittel, welches gleichfalls sehr viel angewandt wird, ist die Soda, wobei kohlensaurer Kalk und Glaubersalz gebildet werden, deren ersterer vorher ausgefällt wird, während das letztere im Wasser sehr leicht löslich ist und dem Kessel keinen Schaden zufügt.
2. Für doppelkohlensaure Salze und Magnesiaverbindungen wird häufig Kalkmilch verwandt, deren Menge jedoch stets nach sorgfältiger Analyse des Kesselwassers zu bestimmen ist.

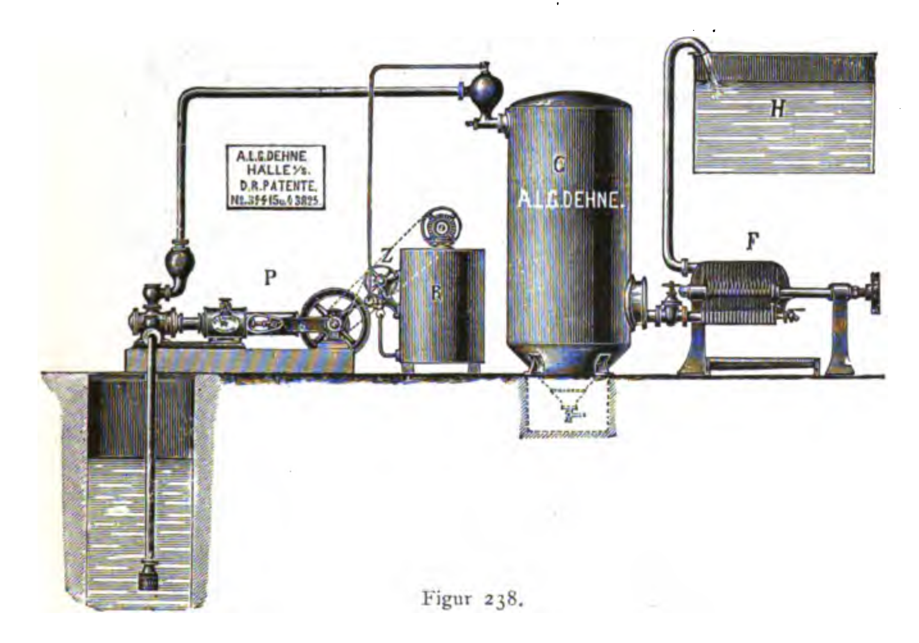
Bei allen kesselsteinverdächtigen Wassern ist jedoch die Regel zu beachten, daß die Ausfüllung der schädlichen Salze vor dem Eintritt des Wassers in die Kessel oder die Koch- oder Verdampfapparate stattfinden soll.

In einem Aufsatz über „das Speisewasser und seine Reinigung“ von Dr. E. Basch in Frankfurt a. M.[1] wendet sich der Verfasser dagegen, daß Chlornatrium als Kesselspeisewasserzusatz bösartige Zerstörungen, nach regelmäßig kurzer Betriebszeit sogar bis $^1/_8$ der Wandstärke der Kessel zur Folge habe. Zwar gibt Verfasser zu, daß Chlorbarium zur Reinigung von Kesselspeisewasser nicht verwendet werden sollte, indessen sei Chlornatrium als Eisenfresser in gleichem Sinne wie Chlorbarium und Chlormagnesium nicht zu bezeichnen. Verfasser hält es jedoch für nützlich und angezeigt, schon um das lästige Ausschwitzen von Salzgründen an Kesselarmaturen und anderen Übelständen zu begegnen, häufig, womöglich wöchentlich, einen Teil des Kesselinhaltes auszublasen und alle sechs bis acht Wochen, je nach der Beschaffenheit des Speisewassers und der täglich vom Kessel zu liefernden Dampfmenge, den Kessel ganz zu entleeren, auszukühlen und wieder mit frischem Wasser zu füllen. Verfasser teilt mit, daß ihm eine außerordentlich gewissenhafte, reinlichhaltende, chemische Fabrik im Rheinland bekannt sei, wo der Inhalt eines jeden von den fünf im Betriebe befindlichen Dampfkesseln allwöchentlich auf seinen Chlorgehalt

[1] Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb v. 3. August 1904. p. 301.

geprüft werde. Die aufzuwendende Mühe ist gering, die Ausführung erfolgt durch Wasserentnahme am Wasserstandshahnkopf nach kräftigem Durchblasen durch denselben. Man versetzt je 100 ccm mit einer Lösung von neutralem Kaliumchromat und titriert mit $^1/_{10}$ Silberlösung bis zum Farbenumschlag. Ein Kesselinhalt, dessen Gehalt an Chlornatrium auf Grund dieser Untersuchungen mehr als $1^0/_0$ zeigt, wird nach Abkühlung des Kessels abgelassen, was gewöhnlich nach drei bis vier Wochen der Fall ist. Daß solche Angaben nicht als Regel, sondern nur als Beispiel gelten sollen, welchem andere Anlagen je nach den Betriebs- und Wasserverhältnissen anzupassen wären, versteht sich von selbst. Im weiteren empfiehlt Verfasser entschieden, auch Magnesiumsalze aus dem Kesselspeisewasser zn entfernen, weil auch in jedem natürlichen Wasser in der Regel kohlensaurer Kalk enthalten ist, wodurch die Bildung von Gips als Kesselstein bewirkt würde.

Zwei Ausführungen von Wasserreinigungsapparaten der Firma A. L. G. DEHNE in Halle a. S. sind in den Figuren 238 und 239 abgebildet. Der

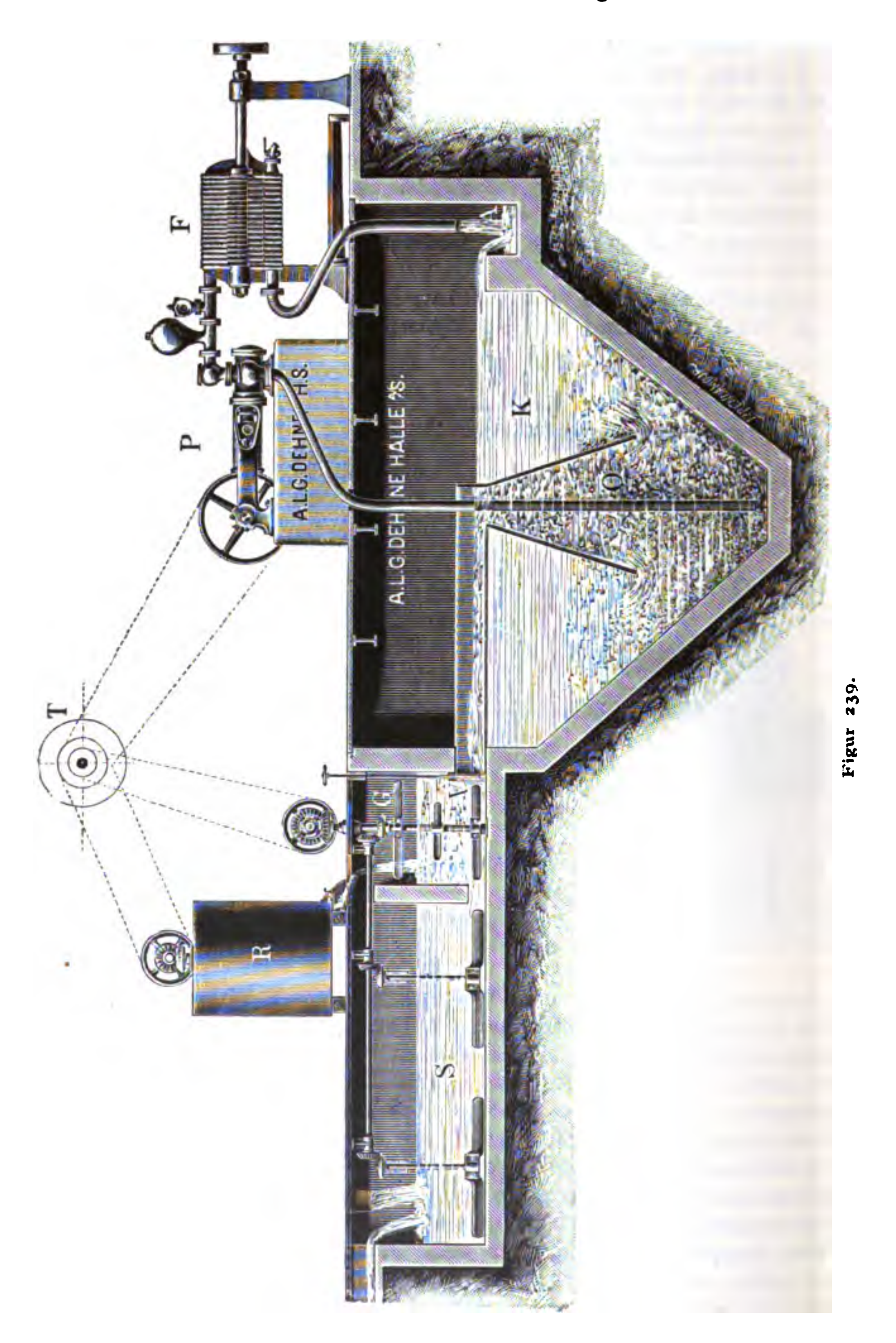


Figur 238.

erstere Apparat dient zugleich zum Weichmachen harten Wassers. Letzteres ist außerordentlich wichtig in Färbereien, Bleichereien, Zucker- und Stärkefabriken, Gerbereien, Papierfabriken usw., da das harte Wasser einen größeren Zusatz an Seife erfordert, als das weiche Wasser und hiermit nicht unbeträchtliche Verluste verbunden sind. Bei der in Figur 238 dargestellten Wasserreinigungsvorrichtung wird das zu reinigende Wasser aus einem Sammelbehälter mittels der Pumpe *P* in einen Fällapparat *G* gepumpt. Vor demselben befindet sich ein Laugenrührbottig *R*, in welchem die dem Wasser zuzusetzende Lauge in dem durch die Analyse gegebenen Mischungsverhältnisse vorbereitet wird und hierauf durch eine Pumpe *Z* in einen vor dem Fällapparat befindlichen Vormischer eingeführt wird. Aus dem Fällapparat gelangt das Wasser in eine Filterpresse *F* und fließt aus derselben gereinigt dem Hochbehälter *H* zu, von wo es zum Betriebe entnommen wird. Bei der in Figur 239 dargestellten Anordnung ist noch ein größeres Klärbecken zwischen die Pumpe und das Filter eingeschaltet. Der Gang der Reinigung ist bei dieser Anordnung folgender.

Das Wasser läuft aus der Fabrik nach einer Sammelgrube *S*, gelangt von

hier aus nach der Rührgrube *G*, wo es die von dem Rührbottig *R* kommenden Zusätze erhält. Schon in der Rührgrube findet die Ausscheidung der Schmutzteile als Schmutzflocken statt. Durch den Verteilungstrichter *O* in den unteren



Figur 239.

Teil des Klärbeckens eingeführt, läßt das Wasser die Schmutzflocken zu Boden fallen und steigt langsam nach oben, wo es geklärt über den Rand nach dem Abflußkanal abfließt. Die Schlammpumpe *P* saugt den Schlamm ab und drückt

ihn in die Filterpresse *F*, aus welcher auch eine große Menge geklärten Wassers abläuft, der Rückstand aber formt sich in der Filterpresse zu stichfesten Tafeln, die sich wie jede andere Düngererde im offenen Wagen transportieren lassen.

Beträgt die tägliche Wassermenge nicht über 100 cbm, so ist meistenteils auch so viel Platz in der Fabrik vorhanden, um zwei Klärgruben anzulegen, wovon jede mindestens die Hälfte der täglichen Wassermenge zu fassen vermag.

Die ausgedehnteste Anwendung sowohl zur Wasserreinigung allein, als auch zum Trennen beliebiger fester Körper von Laugen und anderen Flüssigkeiten finden die Filterpressen, bei welchen die Flüssigkeit durch Druckpumpen je nach der zu filtrierenden Substanz mit einem Druck von etwa 2—10 Atm. durch die Presse hindurch gedrückt wird. Je nach der Art der Flüssigkeit, und zwar, ob dieselbe sauer, alkalisch oder neutral, schwer oder leicht filtrierbar ist, sowie ob bei der Filtration, wie z. B. bei Ölen und Lacken, die Filterkammern auf einer hohen Temperatur zu erhalten sind, sowie endlich, ob es sich um kristalloidische oder kolloidische Substanzen handelt, sind die Ausführungen der Filterpressen sehr verschieden, sowohl hinsichtlich ihrer Plattenausführung, als auch hinsichtlich des Materials, aus welchem sie hergestellt sind. Ihre Anwendung finden sie hauptsächlich zur Klärung von Flüssigkeiten oder zur Gewinnung von Rückständen aus einer zu verarbeitenden Lösung in Form von festen Kuchen, sowie um Niederschläge bezw. feste Rückstände schnell und vollkommen auszulaugen oder auszusaugen oder endlich zur Gewinnung oder Entfernung der in diesen festen Stoffen vorhandenen Säuren, Laugen oder sonstigen löslichen Substanzen.

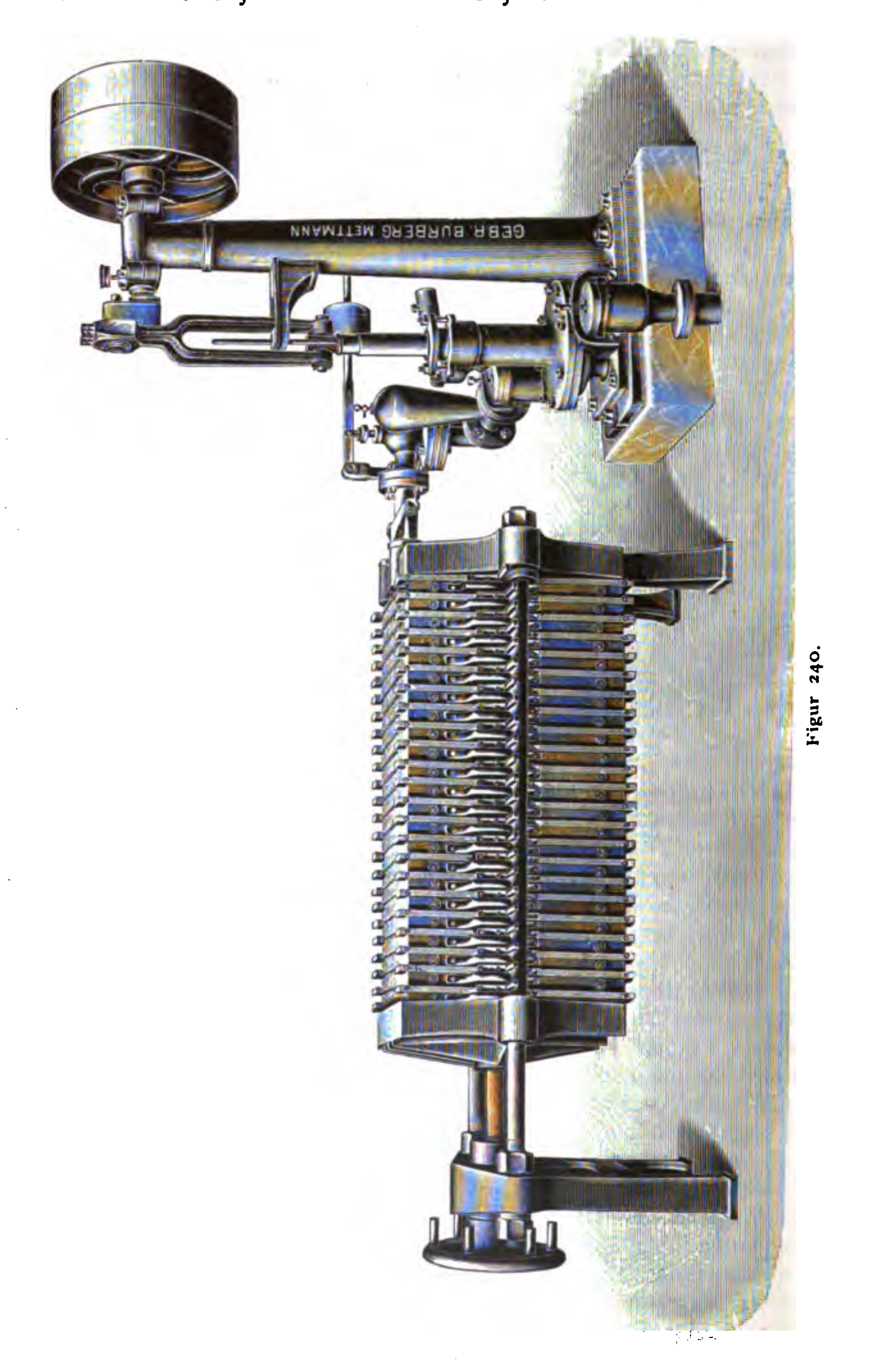
Die Ausführung derjenigen Teile der Filterpressen, welche mit dem Preßgut oder der Flüssigkeit in Berührung kommen, erfolgt je nach der chemischen Beschaffenheit der letzteren aus Eisen, Holz, Rotguß, Blei oder auch aus Hartgummi.

Bezüglich des Zusammenbaues der Filterpressen, deren allgemeine Anordnung in Verbindung mit einer Transmissionsdruckpumpe nach Ausführung der Firma Gebr. Burberg in Mettmann aus Figur 240 zu ersehen ist, kann man bei denselben zwei Hauptgruppen unterscheidet:

1. Kammerpressen, bei welchen sich die Kuchen in den zwischen je zwei Platten durch die Ränder der letzteren gebildeten Hohlräumen absetzen, wobei sie nach dem Auseinanderziehen dieser Platten beim Öffnen der Presse frei herausfallen.

2. Rahmenpressen, bei welchen zwischen je zwei Filterplatten besondere Hohlrahmen eingeschaltet sind, in welchen sich die Kuchen bilden, welche dann leicht mit dem Rahmen zusammen aus der Presse herausgehoben werden können. Die einzelnen Rahmen oder Platten von gleicher Größe sind zwischen zwei starken Kopfstücken, dem Endkopfstück mit festem Fuße und dem beweglichen Preß-Kopfstück, angebracht und ruhen mittels seitlicher Ansätze, Daumen oder Nasen auf zwei eisernen Tragspindeln; zwischen je zwei Platten oder Rahmen befindet sich der Filterstoff, welcher zwar der Flüssigkeit, aber nicht den festen Stoffen den Durchtritt gestattet. Die zu filtrierende Flüssigkeit ergießt sich durch die an allen Filterplatten befindlichen Kanäle in alle Kammern oder Rahmen, wobei durch den seitens der Druckpumpe ausgeübten Druck bewirkt wird, daß die klare Flüssigkeit die Maschen des Gewebes durchdringt und durch die in den Platten angebrachten Rinnen und Kanäle abläuft, während die festen Stoffe, welche von der Flüssigkeit getrennt werden sollen, zwischen den Tüchern in den Kammern zurückgehalten werden. Die so gewonnenen festen Stoffe können außerdem noch in der Presse nachträglich ausgewaschen werden, um sie zu reinigen oder um die ihnen noch anhaftenden wertvollen löslichen Stoffe zu gewinnen. Man bezeichnet letzteres als Auslaugung.

Die aus den einzelnen Rahmen ablaufende Flüssigkeit fließt durch kleine, am unteren Ende einer jeden Platte oder eines jeden Rahmens befindliche Hähne *i*,



Figur 240.

Figur 241,[1] in eine auf der ganzen Längsseite der Filterpresse befindliche Sammelrinne ab. Die verschiedenen Formen der einzelnen Platten bei Kammerfilter-

[1] Katalog DEHNE, Filterpressen. 1902. p. 8.

pressen und Rahmenfilterpressen, aus welchen die Presse zusammengesetzt ist, nach Ausführung der Maschinenfabrik A. L. G. DEHNE in Halle a. S., ist aus den Figuren 241—247[1] zu ersehen. Alle Kammerfilterpressen sind mit einer zentralen Durchbohrung der Platten zum Zulaufe der Filterflüssigkeit zwischen die Platten versehen. Die Anordnung der Filtertücher für die beiden verschiedenen Systeme ist aus den folgenden Figuren[2] zu ersehen. In Figur 242 ist die Anordnung für eine Kammerpresse mit mittlerem Einlaufe, in Figur 243 für eine Rahmenpresse dargestellt. Bezeichnet *a* die Anzahl der Kammern einer Presse, so sind für eine Presse *a*—*l* ganze Tücher und halbe Tücher erforderlich, letztere für die Kopfstücke. Haben die Pressen seitliche Taschen, so sind noch ebensoviel Manschetten hierfür erforderlich. Über die Befestigung der Tücher gibt die genannte Firma folgendes an.

Die ganzen Tücher und Manschetten sind für die Platten, die halben Tücher und Manschetten sind für die beiden Kopfstücke bestimmt. Mit dem Überziehen fängt man bei dem festen Kopfstück an, nachdem man das bewegliche Kopfstück und alle Platten und Rahmen soweit als möglich nach hinten geschoben hat.

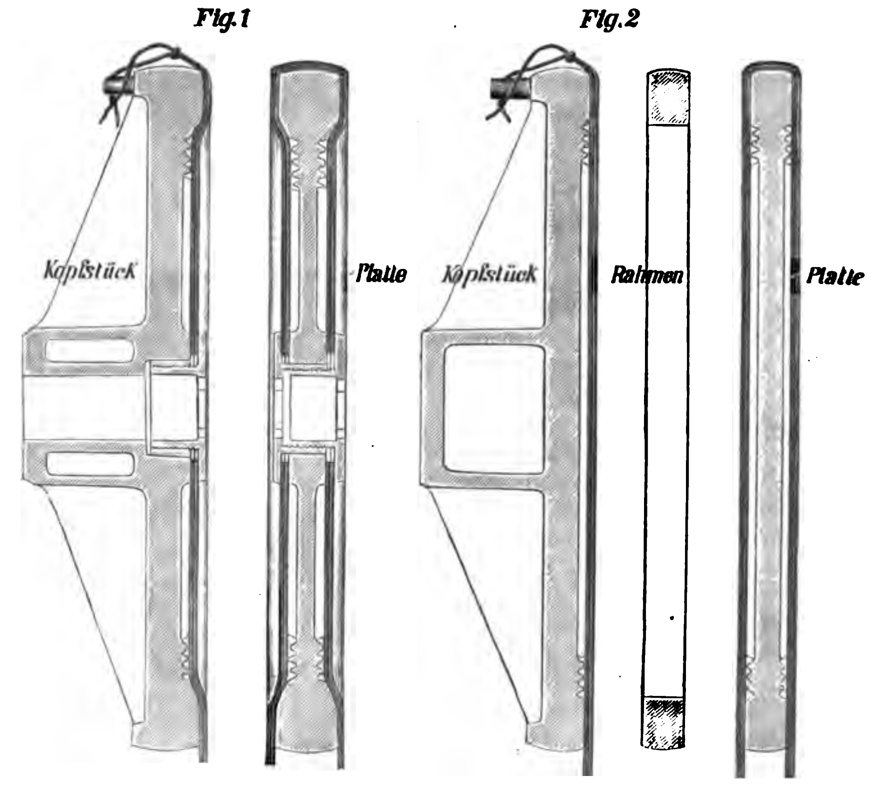
Ein halbes Tuch wird dann an dem festen Kopfstück an die Tuchnägel angebunden, siehe Figur 242. Haben die Pressen mittleren Eingangskanal, so haben die Tücher entsprechende Löcher und werden an denselben durch den Rand der Verschraubungen gegen die Platten abgedichtet, siehe Figur 242. Es ist darauf zu achten, daß die Ränder der Tücher bei dem Anziehen der Verschraubung keine Falten bilden, sondern glatt bleiben, damit eine gute Abdichtung erzielt wird.

Ist das halbe Tuch in dieser Weise an dem festen Kopfstück befestigt, so hängt man von oben ein ganzes Tuch über die erste Platte und befestigt dasselbe um das Loch mittels der Verschraubung wie vorher, siehe Figur 242. Die Tücher werden dann an den Plattenrändern glatt gezogen und die erste Platte wird fest gegen das Kopfstück geschoben. Haben die Pressen seitliche Taschen, so werden diese mit den Manschetten überzogen. An den Kopfstücken werden die halben Manschetten angebunden, siehe Figur 244, an den Platten werden ganze Manschetten übergestreift, siehe Figur 245. Das Überziehen der Tücher und Manschetten

Figur 241.

[1] Katalog DEHNE, Filterpressen. 1898. p. 11 u. 12. — [2] Ausführung DEHNE, Katalog. 1902. p. 6. Figur 1 u. 2.

geschieht natürlich zu gleicher Zeit. Man kann die Verschraubungen der Mittellöcher an den Platten auch vermeiden, wenn man Tücher zum Durchziehen nimmt. In diesem Falle sind immer zwei Tücher an dem Loche durch einen Schlauch verbunden; sie können also nicht von oben überhängt werden, sondern man muß das eine Tuch zusammendrehen, durch das Loch der Platten ziehen, dann hinter der Platte wieder ausbreiten und oben über der Platte mit dem anderen Tuche zusammenbinden, siehe Figur 246. Diese Art des Überziehens ist aber umständlich und wird daher selten gewählt. An den Kopfstücken muß natürlich die Befestigung durch Verschraubungen beibehalten werden. Bei den Rahmenpressen werden die Tücher nur übergehängt, siehe Figur 243. Nachdem nun die Presse in geschilderter Weise mit Tüchern überzogen ist, wird dieselbe durch die Verschlußvorrichtung fest zusammengezogen und ist dann zum Betriebe fertig.

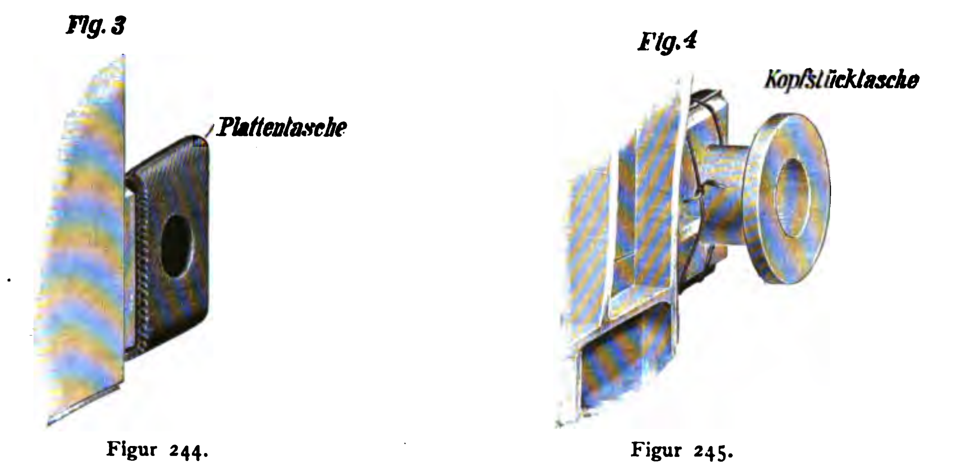


Figur 242. Figur 243.

Soll auf die Filtration noch ein Auslaugen erfolgen, d. h. sollen die in den gebildeten Filterkuchen eben noch vorhandenen Flüssigkeiten oder löslichen Bestandteile durch Wasser oder eine andere geeignete Flüssigkeit herausgezogen werden, so tritt dasselbe oder die betreffende Flüssigkeit durch geeignete Kanäle unter Druck in jede Kammer auf einer Seite hinter das Filtertuch ein, durchdringt dieses und den Kuchen unter Mitnahme der löslichen Bestandteile und wird auf der anderen Seite des Kuchens hinter dem Tuche abgeleitet. Der Gang dieser Auslaugung ist durch die obige Figur 241 verdeutlicht, bei welcher rechts und links je eine Platte in Ansicht gezeichnet und in der Mitte ein ideeller Schnitt durch sechs Platten geführt ist.

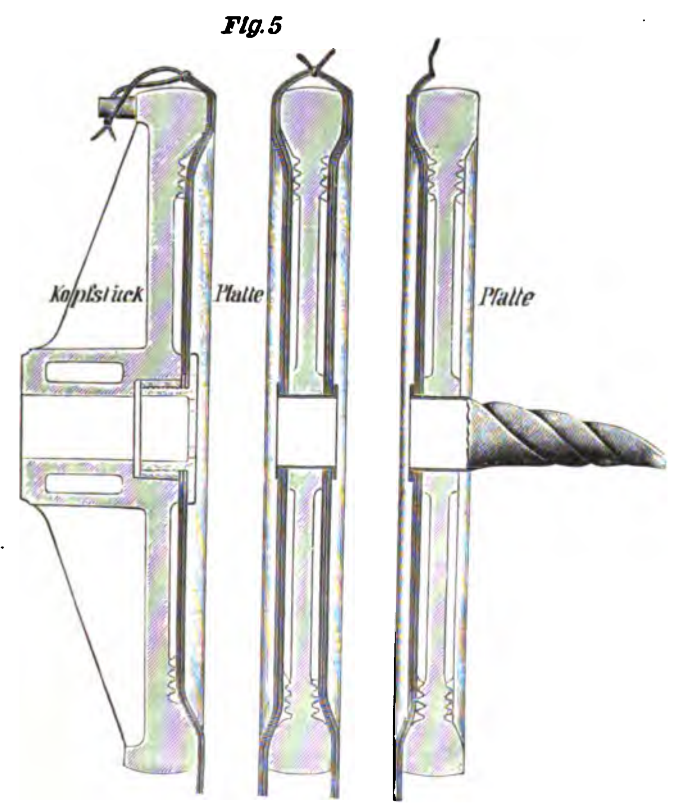
Vor Beginn der Auslaugung werden alle Hähne *i* geschlossen, und die

beiden Hähne *c*, welche an den Enden des durchgehenden Kanales *c* sitzen, geöffnet. Dann öffnet man das an dem Kanale *b* befindliche Ventil, durch welches



Figur 244. Figur 245.

das zum Auslaugen bestimmte Wasser oder eine andere Flüssigkeit eintritt. Von diesem Kanale tritt das Wasser durch einen in der Schnittfigur sichtbaren kleinen



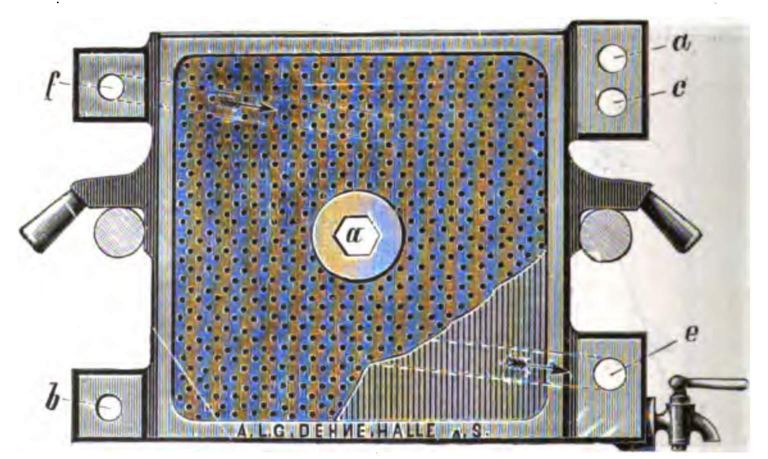
Figur 246.

Kanal, siehe Platte *1*, *3*, *5*, nach dem Inneren, also in die Kammer, und zwar hinter das Tuch, steigt in den Kannelierungen hoch und verdrängt vor sich die Luft, welche durch den oben befindlichen kleinen Kanal aus der Kammer nach

dem Kanale *c* und durch die Hähne *c* nach außen entweicht. Tritt aus diesen Hähnen Wasser aus, so ist die Presse entluftet und diese Hähne werden auch geschlossen und die Ventile *d* geöffnet.

Das Wasser tritt jetzt unter Druck und muß den Filterkuchen auf der ganzen Fläche wagrecht durchdringen, sammelt sich hinter dem Tuche in den Kannelierungen und fließt durch einen kleinen Seitenkanal oben aus, siehe Schnittfigur Platte *2*, *4*, *6*, nach dem Sammelkanale *d*, von da durch einen Kontrollapparat nach der Meßrinne. Der Kontrollapparat hat den Zweck, ein Aräometer aufzunehmen, an welchem man den Gehalt des Auslaugeertrages ablesen kann. Die vorher durch einen Schieber abgesperrte Rinne fängt das Auslaugewasser auf. In der Rinne ist eine Skala angebracht. Man braucht also nur einmal den Gang der Auslaugung durch das Aärometer zu kontrollieren und beobachtet dabei, wieviel an Flüssigkeit sich in der Rinne ansammelt, wenn der Auslaugeprozeß bis zu dem gewünschten Grade vorgeschritten ist. Es ist dann für später nur nötig, dem Arbeiter anzugeben, die Auslaugung solange zu betreiben, bis die Rinne wieder bis an den bestimmten Teilstrich gefüllt ist, und man hat denselben Ertrag der Auslaugung.

Für solche Stoffe, welche nur in geschmolzenem Zustande filtriert werden können, z. B. Wachs, Cerosin oder für Flüssigkeiten, aus denen sich bei



Figur 247.

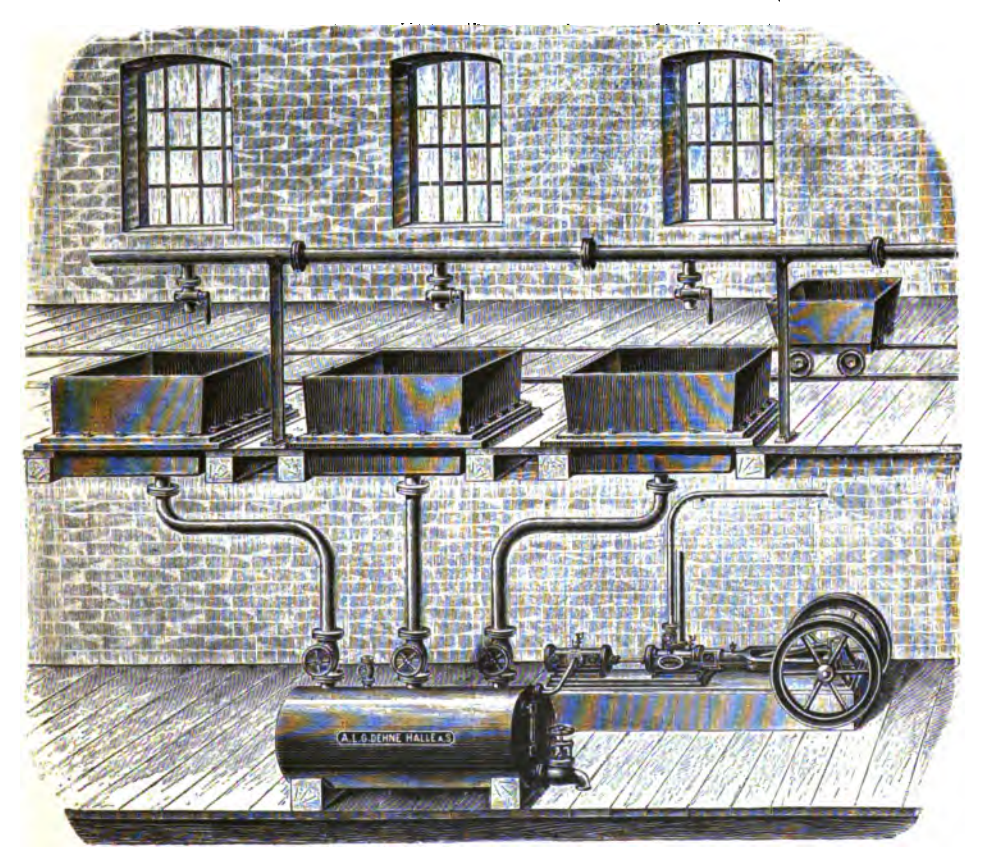
niedriger Temperatur Salze abscheiden würden, ist, wie bereits erwähnt, bei der Filtration eine Heizung anzuwenden. Bei anderen Stoffen, welche nur bei niedriger Temperatur fest werden, z. B. zur Ausscheidung des Stearins in der Margarinefabrikation oder des Paraffins aus dem Rohöl oder zum Zwecke der Klärung von Tran und anderen Ölen, findet statt der Heizung eine Abkühlung der Filterpresse statt. Für beide Arten von Pressen, sowohl für Kammer-, als auch für Rahmenpressen, lassen sich beide Methoden anwenden, indem innerhalb der Platten und Kopfstücke Kanäle angebracht sind, welche mit einem Ein- und Ausgangsrohre für das heiße Wasser oder den Dampf zur Heizung bezw. für das kalte Wasser oder eine gekühlte Salzlösung zur Abkühlung in Verbindung stehen.

Die Ausführung solcher Platten zeigt Figur 247.[1] Der Anschluß der Kanäle von Kammer zu Kammer, von welchem Kanal *f* für den Eintritt des Dampfes und *e* für den Austritt desselben bezw. des Kondensationswassers vorgesehen ist, während bei Kühlung der umgekehrte Weg eingeschlagen wird, ist gegen die Filterflächen vollständig abgedichtet, so daß die zu filtrierende Masse nicht mit

[1] Tafel 19, Katalog DEHNE. 1902.

dem Heiz- bezw. Kühlmittel in Verbindung kommen kann, da das Heizmittel bezw. Kühlmittel nur in den Zwischenräumen zwischen den geriffelten Platten und der mittleren, mit zahlreichen Löchern versehenen Platte zirkuliert.

Eine besondere Art von Filteranlagen oder Filterapparaten bilden die Vakuumfiltrierapparate, auch Nutschapparate oder Saug- oder Extraktionsfilter genannt. Dieselben bestehen (Figuren 248 und 249, Tafel 37 und 38, Katalog DEHNE 1902) aus einem offenen Oberkasten, welcher die zu filtrierende Masse aufnimmt, und einem kräftigen, geschlossenen Unterkasten, beide getrennt durch einen Rost, welcher auf einem durchlochten Bleche ein Filtertuch trägt.



Figur 248.

Aus dem Unterkasten wird durch eine Luftpumpe die Luft abgesogen, so daß durch den Druck der Atmosphäre die Flüssigkeit durch den Filter gedrängt wird, während sich die festen Bestandteile in dem Oberkasten ansammeln.

Die Apparate müssen mit einem tiefer gelegenen Sammelgefäße verbunden werden, an welches die Luftpumpe angeschlossen ist. Man kann an dieses Sammelgefäß beliebig viele Apparate anschließen, wonach sich die nötige Größe derselben bemißt.

Die Vakuumfilter werden am besten möglichst hoch aufgestellt, wenn dieselben einen großen Unterkasten haben, der durch eine Pumpe fortwährend entleert werden soll. In diesem Falle soll die Pumpe nicht weniger als 3 m unterhalb des Bodens des Apparates stehen.

Bei zeitweiliger Entleerung ist nur Rücksicht auf genügendes Gefälle des Ablaufrohres zu nehmen und Sorge zu tragen, daß der Wasserstand nicht bis zum Saugrohre der Luftpumpe steigt.



Figur 249.

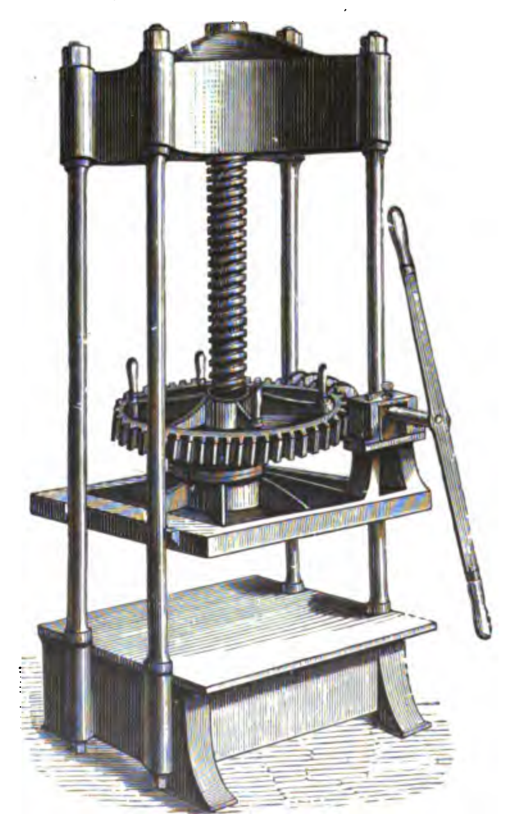
Bei der Anlage mehrerer Apparate, was für größere Betriebe stets vorzuziehen ist, sind solche mit kleinen Unterkästen und einem Sammelgefäß zu empfehlen.

Die Vakuumfilter eignen sich ganz besonders zur Filtration solcher Flüssigkeiten, welche entweder grobkörnige oder kristallinische Niederschläge enthalten oder aus denen auskristallisierte Salze ausgeschieden werden sollen.

Sie dienen also in vielen Fällen als vorteilhafter Ersatz der Zentrifugen.

Die zu filtrierende Flüssigkeit wird einfach in den Oberkasten, am besten in einem brauseartig verteilten Strahl, eingeleitet und die festen Bestandteile häufen sich darin bis zu einer Höhe von 700 mm an.

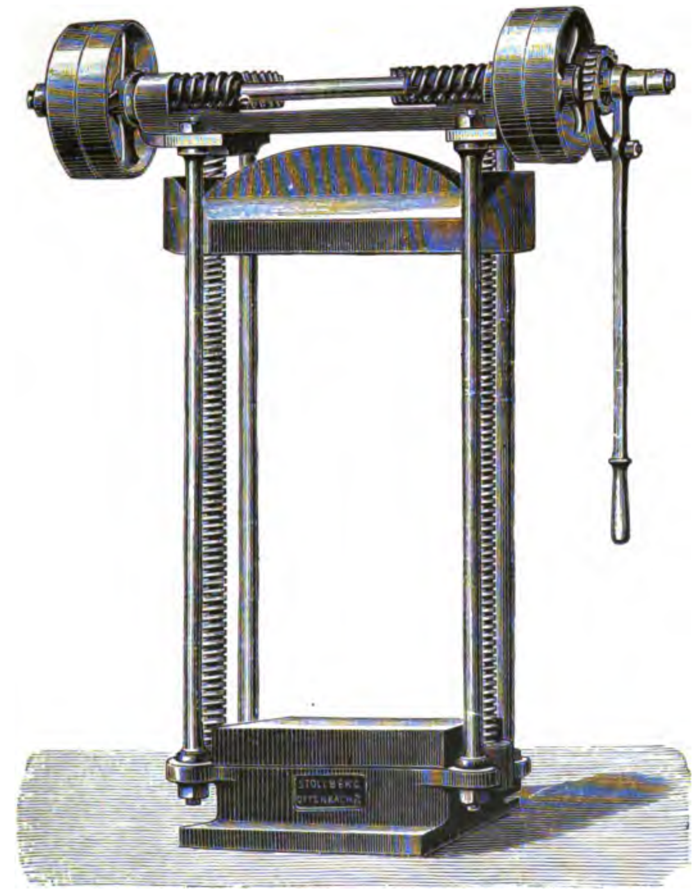
Durch Aufsprengen von Wasser kann die Mutterlauge ausgewaschen und durch Nachziehen von Luft die Salzmasse getrocknet werden.



Figur 250.

Dem gleichen Zwecke, wie die vorgenannten Trennapparate, die Filteranlagen und Filterpressen, dienen die folgenden Maschinen, welche namentlich dann Anwendung finden, wenn es sich um die Gewinnung von Flüssigkeiten aus festen Körpern oder die Herstellung von Formstücken aus teigigen Massen handelt, nämlich die mechanischen und hydraulischen Pressen. Zum Ausscheiden der Flüssigkeiten aus teigigen Massen werden dieselben in Tücher eingeschlagen und

schichtenweise, durch Eisen- oder Stahlplatten getrennt, unter die Presse gebracht. Die beim Pressen ablaufende Flüssigkeit sammelt sich in einer Rinne der untersten Platten und fließt von hier ab. Zwei Ausführungen solcher mechanischen Pressen sind in den Figuren 250 und 251 nach Ausführung der Firma H. F. STOLLBERG in Offenbach abgebildet. Die erstere zeigt eine einfache Schraubenpresse, in Verbindung mit einem Handhebel, bei welcher zunächst die Abwärtsbewegung der Druckplatte bei aufgelöster Schnecke durch direktes Drehen an dem Schneckenrade, sodann nach Einrücken der Schnecke behufs Erzielung einer großen Druckwirkung durch Drehen des Hebels auf der Schneckenwelle er-

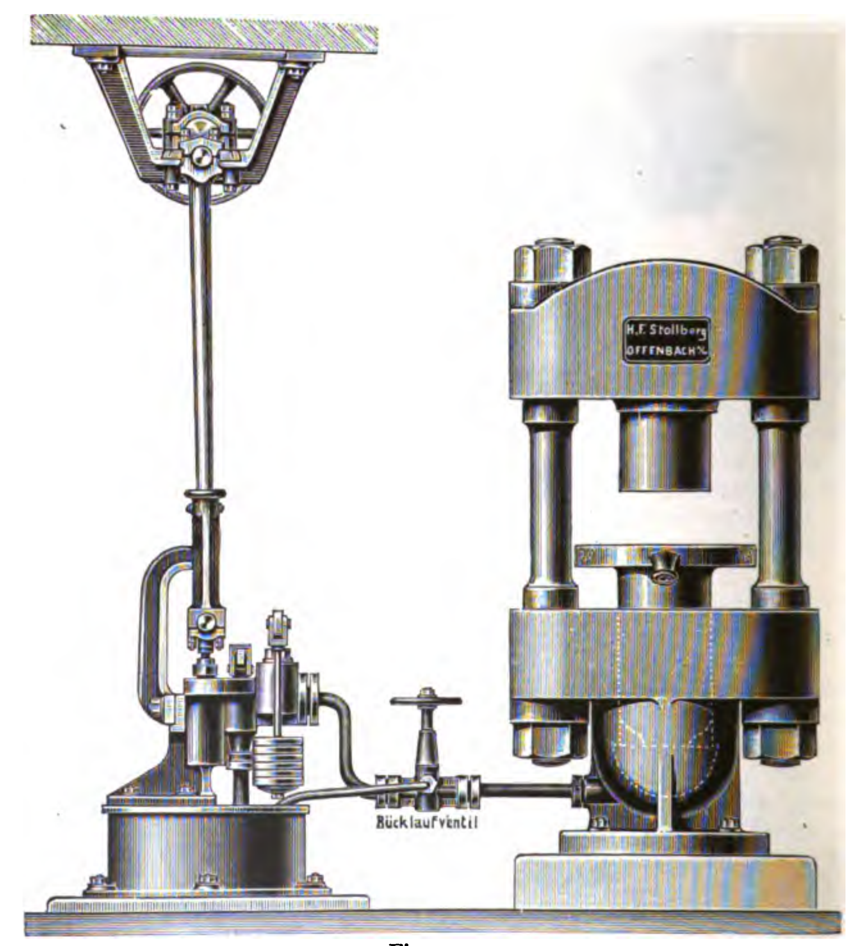


Figur 251.

folgt. Das Heben der Druckplatte nach erfolgter Pressung geschieht durch Rückwärtsdrehen des Schneckenrades nach ausgelöster Schnecke.

Mittels dieser Pressen kann ein Druck von 15—30000 kg erzeugt werden. Bei der zweiten Ausführung erfolgt die Auf- und Abwärtsbewegung der Druckplatte durch das Vorgelege, welches durch endlose Schrauben und entsprechende Räder die Bewegung auf die zu beiden Seiten der Pressen liegenden Gewindespindeln überträgt. Durch ein Schaltwerk mit einem Hebel kann zum Schlusse nach ausgerücktem Transmissionsantriebe der Druck von Hand noch beträchtlich gesteigert werden. Indessen werden diese Pressen auch nur für Drücke von 18—36000 kg ausgeführt. Handelt es sich um noch größere Drücke, so finden die hydraulischen Pressen Anwendung, wie eine solche gleichfalls nach

Ausführung der vorgenannten Firma in Verbindung mit einem, durch ein besonderes Vorgelege angetriebenen Pumpwerke, in Figur 252 dargestellt ist. Der Betriebsdruck derselben beträgt 300 Atm., wodurch ein Gesamtdruck von im Maximum 122000 kg zwischen den beiden Preßplatten ausgeübt werden kann. Wie ersichtlich, ist der untere bewegliche Stempel mit einer Sammel- und Ablaufrinne für die ausgepreßte Flüssigkeit versehen. Die Anwendung dieser Pressen ist eine außerordentlich vielseitige, u. a. z. B. zum Auspressen des Öles aus Ölsamen in Ölfabriken, des Öles aus Nußfrüchten, Palmenkernen



Figur 252.

usw., ferner in der Sprengstoffindustrie zum Pressen der Pulvertabletten und Prismen, in der Zelluloidindustrie zum Pressen von Formstücken aller Art zwischen mit Dampf geheizten Platten, in der Gummiindustrie ebenfalls zum Pressen in Formen und Auspressen von Schläuchen aus Mundstücken usw. In der Zuckerindustrie endlich finden Schraubenpressen vielfache Anwendung zum Auspressen der Schnitzel, als sogenannte Schnitzelpressen, wie eine solche Ausführung in Figur 253 der Braunschweigischen Maschinenbauanstalt zum Auspressen von Diffusionsrückständen von Zuckerrüben abgebildet ist.[1] Die Presse ist mit einer mittleren, nach unten erweiterten Spindel versehen, welche

[1] D. R. P. Nr. 70725.

mit einem Durchlaßsieb für die Flüssigkeit versehen ist, während die außen durch das Mantelsieb abfließende Flüssigkeit in einer ringförmigen Rinne gesammelt und nach unten abgeführt wird. Der Einwurf der zu pressenden Rückstände erfolgt am oberen Ende der Presse.

Handelt es sich zum Pressen von Gegenständen, welche während des Pressens gleichzeitig erwärmt werden sollen, wie dies namentlich in der Gummi-, Kautschuk- und Zelluloidindustrie häufig der Fall ist, so finden hydraulische Heizpressen, sogenannte Etagenpressen Anwendung, wie eine solche Ausführung der Firma W. F. Heim, Offenbach a. M., in Figur 254 dargestellt ist. Sämtliche Platten, welche

Figur 253.



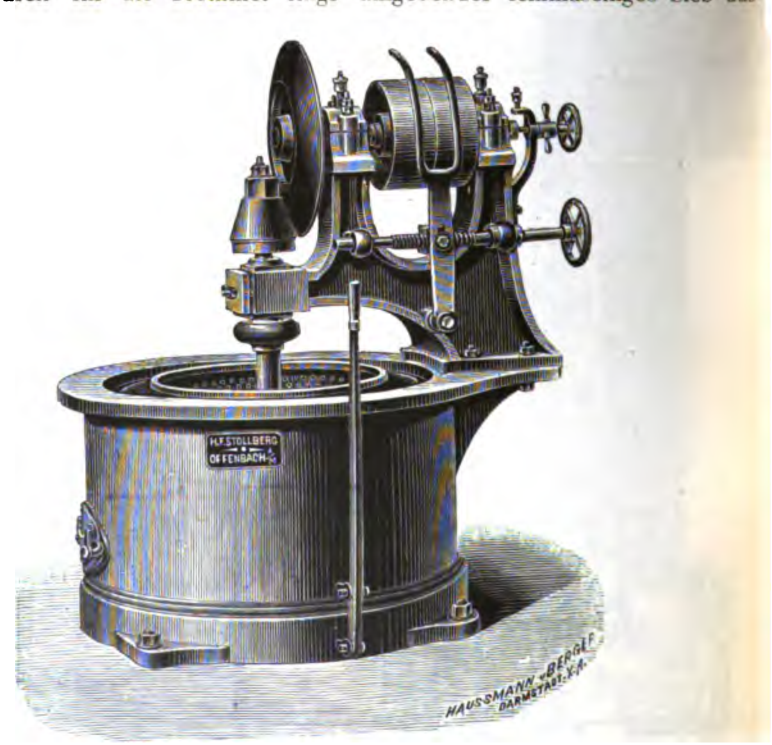
Figur 254.

zwischen dem beweglichen Preßkolben und der oberen Deckplatte angeordnet sind, stehen durch Kniehebelrohre mit der Dampfzu- und Ableitung in Verbindung, so daß dieselben vom frischen Heizdampf durchströmt werden können, während das Kondenswasser an der anderen Seite ablaufen kann. Zwischen

die einzelnen Platten werden die zu pressenden Pakete, Formen, Preßstücke usw. eingelegt und hierauf die Dampfleitung angestellt, die Kondenswasserabteitung geöffnet und durch Aufdrehen des Druckwasserventiles der im Unterteile der Presse befindlichen Preßkolben zur Hebung gebracht. Die Führung der Preßplatten erfolgt durch vier den Deckel der Presse tragende, aus Schmiedeeisen oder Stahl hergestellte Säulen. Selbstverständlich wird auch die auf dem Preßkolben sitzende unterste Platte, sowie der Deckel oder das Kopfstück der Presse durch den Frischdampf mitgeheizt. Wie ersichtlich schließen sämtliche Gelenkrohre an ein gemeinschaftliches vor der Presse befindliches, mit der Dampfleitung verbundenes stehendes Verteilungsrohr an. In gleicher Weise erfolgt durch ein Sammelrohr der Abfluß des Kondenswassers.

C. Die Zentrifugen.

Dieselben beruhen auf dem Prinzipe, daß Gemische von festen und flüssigen Körpern, also Lösungen von ersteren in letzteren mit Hilfe der Zentrifugalkraft voneinander getrennt werden, wobei die festen Teile im Innern einer mit großer Geschwindigkeit rotierenden Trommel zurückgehalten werden, während die Flüssigkeit durch ein die Trommel rings umgebendes feinmaschiges Sieb aus-

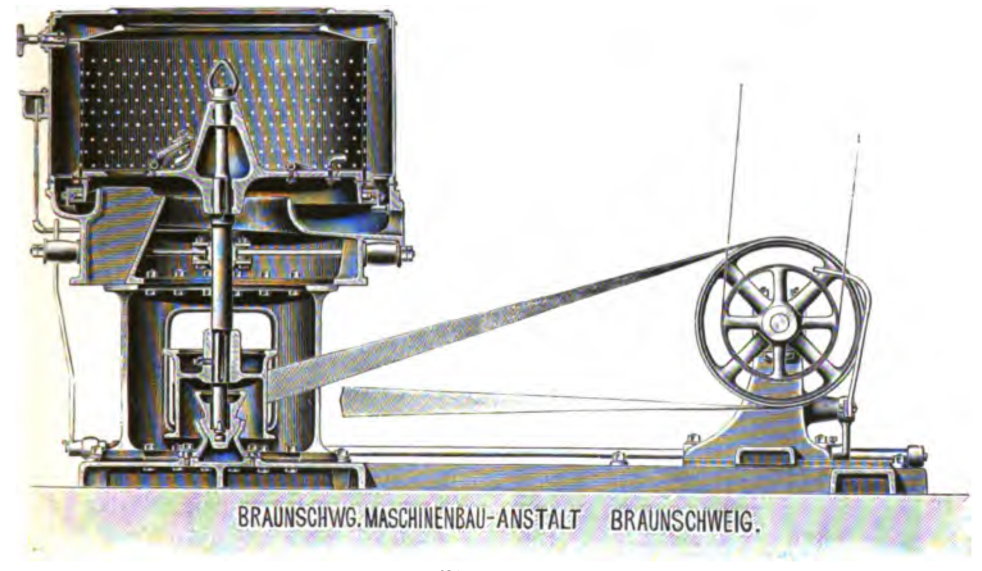


Figur 255.

geschleudert wird und von einem dasselbe umgebenden Mantel oder einer Sammelrinne aufgefangen wird. Die einfachsten Zentrifugen sind mit einem oberen Antriebe durch Reibungsräder versehen, und ist hierbei die Trommel der Zentrifuge nur von der einen Hälfte des Umfanges aus zugänglich. Eine derartige Ausführung zeigt Figur 255 der Firma Stollberg in Offenbach a. M. Durch eine vermittelst eines Handrades und einer Schraubenspindel verstellbare Riemengabel kann der Transmissionsriemen von einer losen auf eine feste

Riemenscheibe verschoben werden, welche auf der horizontalen Welle aufgekeilt ist und am vorderen Ende eine kegelförmige Reibungsscheibe trägt. Die letztere wirkt auf eine zweite auf der Zentrifugenspindelwelle befindliche Reibungsscheibe, durch deren Drehung die Spindel und mit ihr die Trommel der Zentrifuge in rasche Umdrehung versetzt wird. Die Beschickung und Entleerung dieser Zentrifuge erfolgt von oben aus.

Um jedoch die Zentrifugen von allen Seiten zugänglich machen zu können, werden dieselben in neuerer Zeit fast ausschließlich mit unterem Antriebe ausgeführt, wobei ein gekreuzter Riemen von einer liegenden auf die stehende Spindelwelle der Zentrifuge treibt. Eine solche Ausführung der Braunschweigischen Maschinenbauanstalt in Braunschweig zeigt Figur 256. Auf der Spindelwelle, welche unten in einem Kugellager drehbar gelagert ist, sitzt zunächst die Antriebriemenscheibe und am oberen Ende die eigentliche Trommel, welche aus

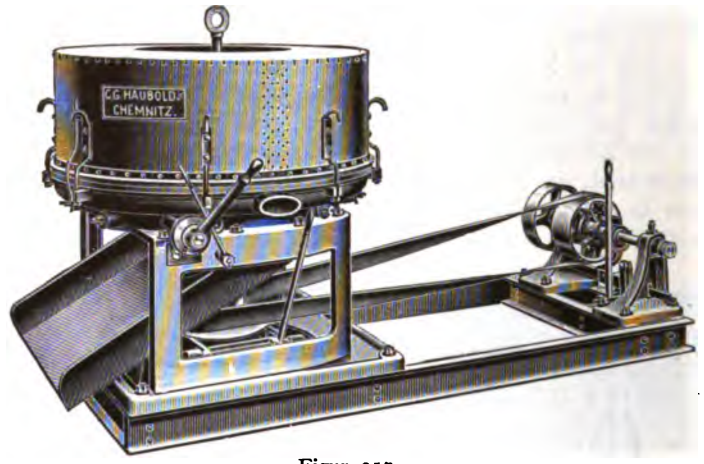


Figur 256.

einer aus Gußeisen hergestellten Bodenplatte mit Entleerungsklappen und einem zylindrischen durchlöcherten Siebmantel besteht. Eine zweite Lagerung der Spindel findet weiter oberhalb zwischen der Bodenplatte und der Riemenscheibe durch eine, mittelst vier oder sechs Zugstangen gehaltene Führungsbüchse statt. Um eine gewisse Nachgiebigkeit der Zentrifugenwelle beim Anlassen zu ermgölichen, sind diese Zugstangen am äußeren Ende durch Gummipuffer oder Federn elastisch gelagert. Die untere Entleerung der Zentrifuge erfolgt in eine ringsumlaufende Rinne, aus welcher ein seitlicher Ablauf die gegen den äußeren Schutzmantel geschleuderte Flüssigkeit abfließen läßt, während durch Öffnen der Klappen die ausgeschleuderte, feste Masse durch einen besonderen im Gestell der Zentrifuge vorgesehenen Kanal ebenfalls nach unten abgelassen werden kann.

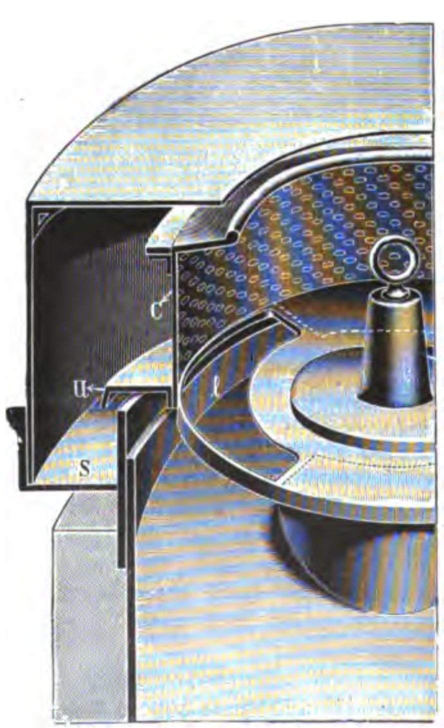
Eine andere Ausführung einer gleichfalls nach unten entleerenden Zentrifuge zeigen die Figuren 257 und 258 in Ansicht und teilweisem Schnitt nach Ausführung der Firma C. G. Haubold jr. in Chemnitz. Wie aus letzterem hervorgeht, ist der Siebrand *C* mit einer **U**-förmigen Eisenrinne *U* umgeben, welche über den Mantel des unteren Teiles der Zentrifuge läuft und die abfließende Flüssigkeit in einen Ringkanal *S* leitet, aus welchem sie durch ein in der Mitte

der Figur 257 sichtbares elliptisches Abflußrohr abgeführt wird. Zur Entleerung der trockenen Masse ist die Bodenplatte der Zentrifuge mit segmentförmigen Ausschnitten *l* versehen, welche während des Betriebes von einem Schieber



Figur 257.

bedeckt sind, während nach erfolgtem Stillsetzen der Zentrifuge durch Drehen dieses Schiebers die beiden einander gegenüberliegenden Öffnungen frei gegeben werden, worauf die feste Masse auf eine schräg nach unten führende Abfuhrrinne fällt, welche in der Ansicht Figur 257 links dargestellt ist. Bei einer anderen Ausführung derselben Firma befindet sich am Boden der Zentrifuge eine dichtschließende metallische Haube. Dieselbe wird nach erfolgtem Stillstand der Zentrifuge etwas gesenkt, so daß das Schleudergut durch den entstehenden ringförmigen Spalt nach unten abfallen kann.

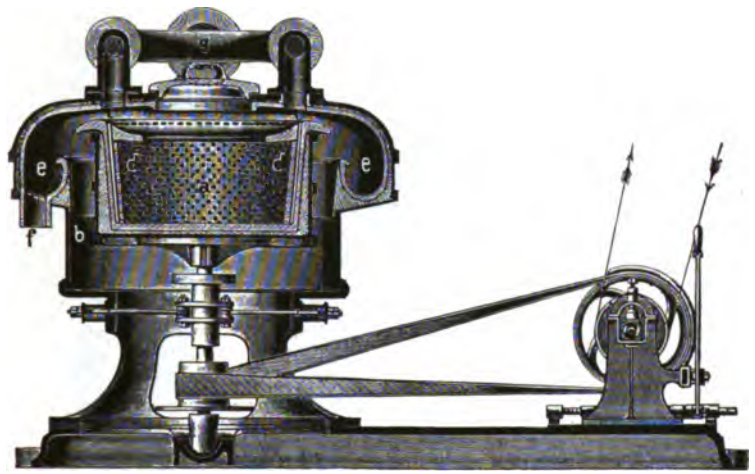


Figur 258.

Für die Verarbeitung von sauren Massen, welche mit irgendwelchen Metallen nicht in Berührung kommen sollen, werden Zentrifugen angewandt, deren Schleudertrommel aus glasiertem Steinzeug hergestellt sind, während alle übrigen mit der Säure in Berührung kommenden Teile gleichfalls mit Steinzeug bekleidet sind. Eine solche Zentrifuge nach Ausführung der Firma Gebr. Heine in Viersen zeigt Figur 259. In derselben ist *a* die eigentliche Schleudertrommel, *b* der Schutz- oder Panzermantel aus Stahlblech, *c* die Mündungen der in der Steinzeugwand enthaltenen aufrechtgehenden Kanäle, welche aus Figur 260 deutlich zu ersehen sind, die den einsetzbaren und auswechselbaren Laufkessel dieser Zentrifuge in zwei verschiedenen Ansichten widergibt. Die aufrecht-

gehenden Kanäle stehen durch zahlreiche Bohrungen *d* mit dem Innern der Trommel in Verbindung. Über den gekrümmten Rand der Trommel fließt die in den Kanälen aufsteigende, aus den Löchern *c* austretende Säure in eine ringförmige Mulde *e*, aus welcher sie durch den Rohreinsatz *f* abfließt.

Die Zentrifuge ist am oberen Ende durch einen abhebbaren Deckel ver-



Figur 259.

schlossen und außerdem mit einem Rohrsystem *g* verbunden, welches zum Absaugen der beim Zentrifugieren sich etwa entwickelnden Dämpfe dienen kann.

Wo solche Dämpfe nicht auftreten, kann die Zentrifuge oben offen ausgeführt werden, so daß nur die Rinne vorhanden ist.

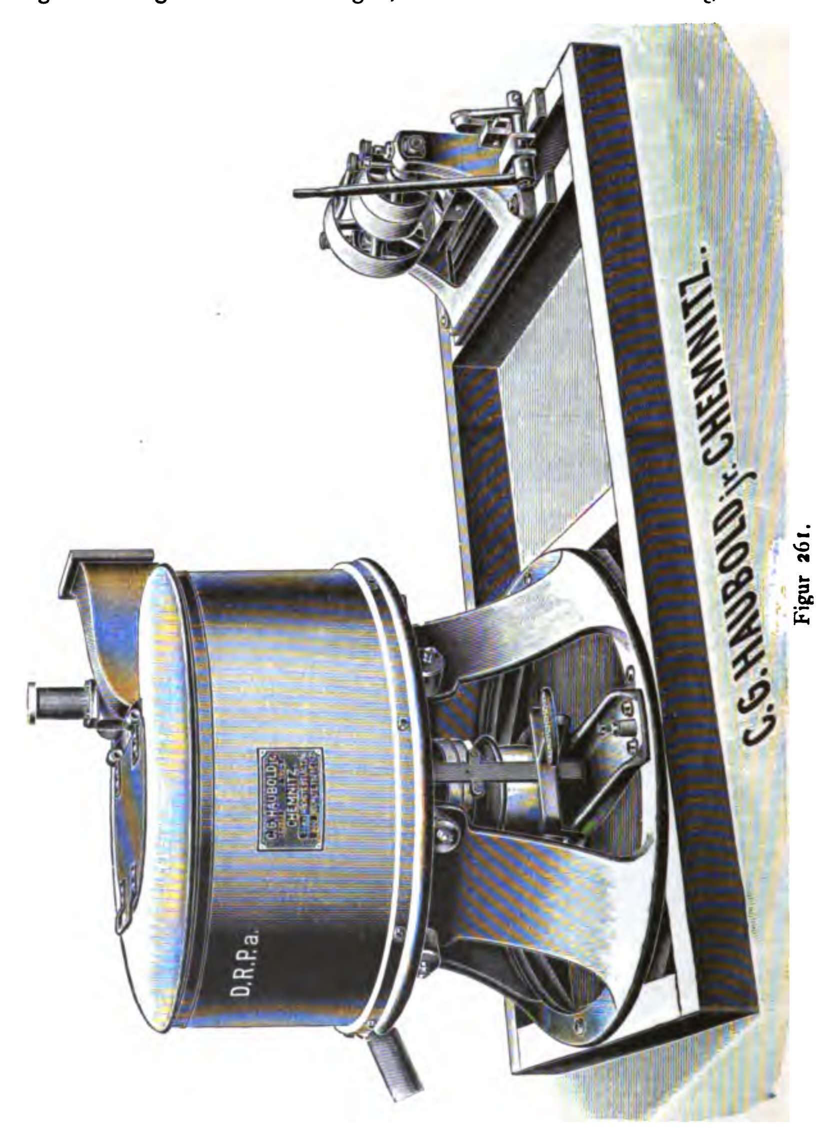


Figur 260.

Eine etwas andere konstruktive Ausbildung dieser Tonzentrifugen zeigt die Anordnung der Firma C. G. HAUBOLD jr. in Chemnitz, welche namentlich als Nitrirzentrifuge Anwendung findet, Figuren 261 und 262, in Ansicht und Schnitt. Die Zufuhr der auszuschleudernden Lösung erfolgt durch ein nahe am oberen Rande der Trommel mündendes Einflußrohr. Der Abfluß der ausgeschleuderten Flüssigkeit geschieht durch die Siebkanäle der Tontrommel hindurch in einen Ringraum, mit einem durch ein kleines Kugelventil verschlossenen Abflußstutzen, von

wo dieselbe in einem die ganze Zentrifuge umgebenden, gleichfalls aus Ton hergestellten kugelförmigen Mantel abfließt. Am Deckel befindet sich außerdem ein Abzugsstutzen für die entwickelten Gase und Dämpfe, sowie ein verschließbarer Deckel zum Ausschaufeln des Schleudergutes nach beendigtem Prozeß.

Von großer Wichtigkeit ist die Bemessung der richtigen Tourenzahl und Umlaufgeschwindigkeit der Zentrifugen, da bei einer Überschreitung derselben die



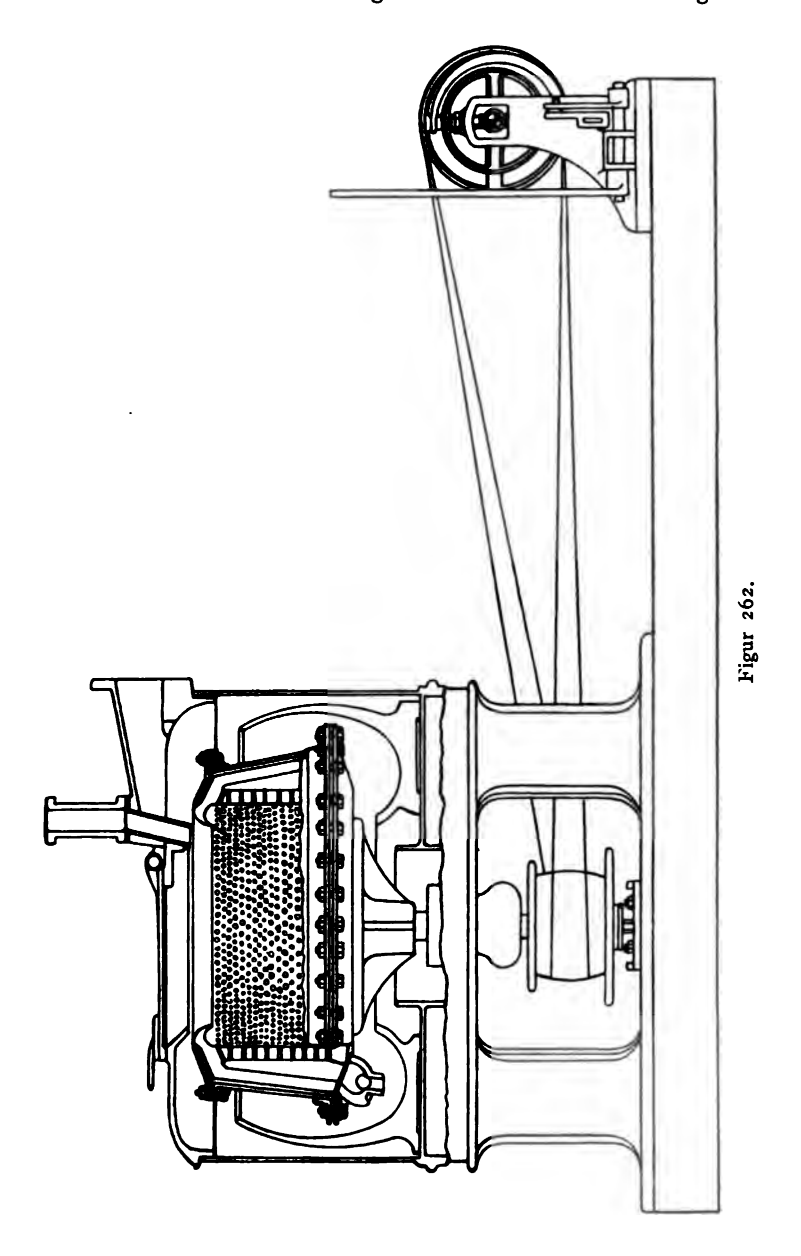
Figur 261.

Gefahr einer Explosion oder Zertrümmerung der Zentrifuge und schwerer hierdurch verursachter Unglücksfälle besteht. Zu diesem Zwecke schreibt die Unfallberufsgenossenschaft der chemischen Industrie in § 64u ihrer neuesten Unfallverhütungsvorschriften folgendes vor:

„Bei Zentrifugen soll die größte zulässige Belastung und Tourenzahl auf einem Schilde sichtbar angegeben sein. Zentrifugen mit eigenem Motor sind mit Geschwindigkeitsmesser zu versehen, auf welchem die größte zulässige Geschwindigkeit markiert ist.

Der Außenmantel der Zentrifuge muß aus zähem Material — Schmiedeeisen, Kupfer oder Stahl — hergestellt sein.“

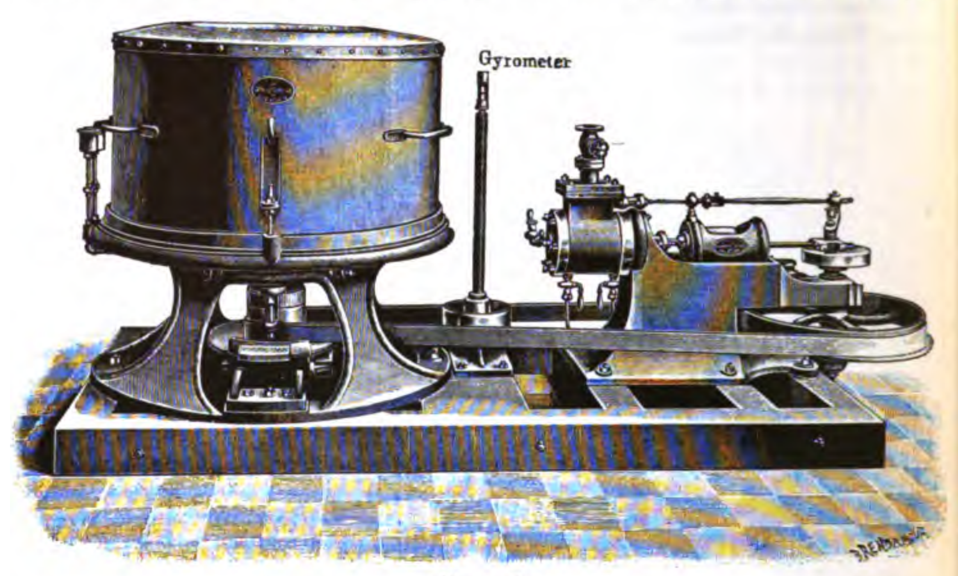
Um dieser Bedingung gerecht zu werden, hat die vorgenannte Firma Gebr. Heine in Viersen ihre Zentrifugen mit einem Geschwindigkeitsmesser



Figur 262.

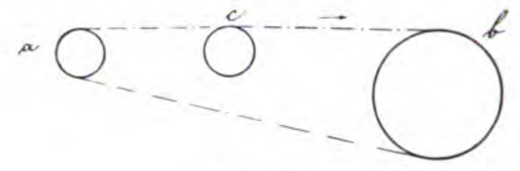
versehen, welcher einerseits die Tourenzahl der Zentrifuge immer erkennen läßt und andrerseits direkt von dem die Zentrifugen antreibenden Riemen bewegt wird. Die Ausführung einer solchen Zentrifuge mit direktem Dampfantrieb und Geschwindigkeitsmesser, einem Braunschen Gyrometer, zeigt Figur 263. Wie aus Figur 264 hervorgeht, erhält die Riemenscheibe des Geschwindigkeitsmessers den gleichen Durchmesser, also auch dieselbe Tourenzahl, wie die Trommelachse der Zentrifuge.

Da die Berührung zwischen dem Geschwindigkeitsmesser und dem Treibriemen in dem ziehenden Teil des Riemens stattfindet, *a, c, b,* so ist infolge



Figur 263.

des festen Anliegens des Riemens an der Riemenscheibe des Gyrometers ein Gleiten so gut wie ausgeschlossen und bei normalen Betriebe, also nach dem



Figur 264.

Erreichen des Beharrungszustandes, eine Umdrehung des Geschwindigkeitsmessers mit der gleichen Tourenzahl der Trommelachse gesichert.

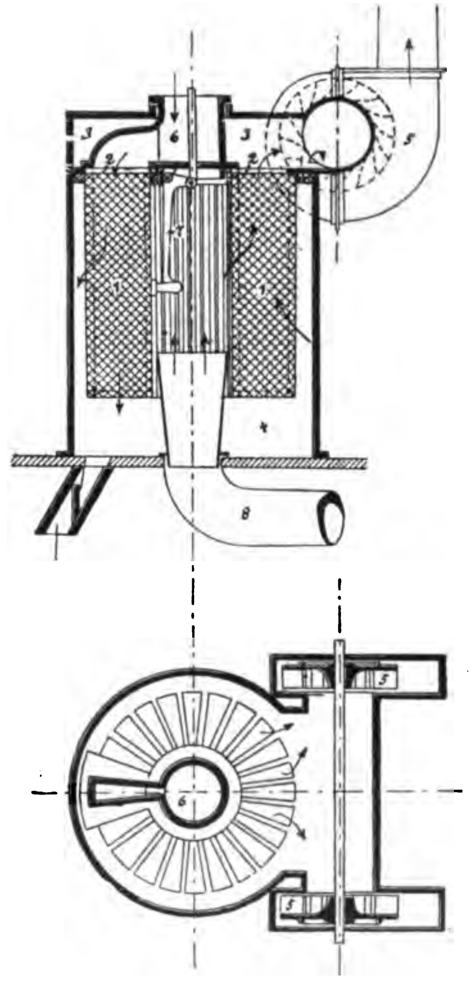
D. Trennvorrichtungen von festen und gasförmigen Körpern.

Die diesen Vorrichtungen zugewiesene Aufgabe besteht fast ausschließlich darin, die in vielen Betrieben der chemischen Industrie abgesaugte, verunreinigte Luft von mitgeführten festen Körperteilchen, **Staubteilchen** zu befreien, also diese Luft vor dem Austreten in die Atmosphäre wieder zu reinigen und auch die von der Luft mitgeführten feinen Teile wieder zu gewinnen, wenn es sich um wertvolle Produkte handelt.

Häufig ist ferner die Aufgabe zu lösen, aus brennbaren Gasen die mitgerissene Asche und Staubteile abzuscheiden, wie z. B. bei der Reinigung der aus den Koksöfen und den Hochöfen der Eisenhüttenindustrie abgeführten, zu weiterer Verwendung in Dampfkesselfeuerungen und insbesondere in Wärmekraftmaschinen bestimmten Gase. Im letzteren Falle sind die ausgeschiedenen festen Teile zu einer weiteren Verwendung nicht geeignet. Ganz allgemein bezeichnet man also die Vorrichtungen zum Trennen fester und gasförmiger Körper als **Staubabscheidungsvorrichtungen**.

Dieselben können entweder die Abscheidung im trocknen Zustande oder unter gleichzeitiger Anfeuchtung des auszuscheidenden Staubes bewirken.

Die Möglichkeit einer vollkommenen Staubabscheidung ist für eine große Anzahl von Betrieben von größter Bedeutung, da einmal die Belästigungen durch den Staub, speziell wenn es sich um giftige Stoffe handelt, gesundheitsgefährlich wirken können, und andererseits der Staub mancher Rohprodukte, z. B. feiner Mehlstaub, Kohlenstaub, die Ursache gefährlicher Explosionen bilden kann. Am häufigsten tritt die Staubbildung in allen jenen industriellen Anlagen ein, welche sich mit der Zerkleinerung fester Körper befassen, also in Mühlen für Getreide und andere Nahrungsstoffe, beim Vermahlen von Farbhölzern, Farbstoffen, Kohlen, Kalk, Gips, Zement, künstlichem Dünger, chemischen Produkten usw.



Figur 265.

Zur Abscheidung im trocknen Zustande kann man sich entweder solcher Abscheidevorrichtungen bedienen, bei welchen die Staubluft durch dünne Gewebe, Filtertücher hindurchgedrückt oder gesaugt wird und hierbei den größten Teil des mitgerissenen Staubes abgibt, oder solcher Abscheidevorrichtungen, bei welchen die Luft lediglich durch eine Verringerung ihrer Geschwindigkeit im Inneren eines Sammelgefäßes die mitgeführten feinen Teilchen ausscheidet.

Eine Ausführungsform der ersteren Art zeigt Figur 265, einen Staubfänger für Saugluft der Firma Eisenwerk vorm. Nagel & Kaemp, A.-G. in Hamburg. Derselbe besteht aus einem allseitig mit großen abnehmbaren Türen versehenen in Eisen oder Holz konstruierten Gehäuse 3, 4, in welchem ein sternförmig gebildeter Filterkorb 1 an der Zwischenwand 2 aufgehängt ist. Die staubhaltige Luft wird von unten zentral durch das Rohr 8 eingeführt, verteilt sich radial in die Zwischenräume zwischen den Filterzellen und wird durch die an den Wänden derselben befindlichen Filtertücher aus Flanell oder dergleichen filtriert. Die gereinigte Luft steigt sodann im Innern der Zelle in den oberen Teil des Gehäuses und von da durch die beiden Exhaustoren 5 ins Freie. Der im unteren Teile des Gehäuses zurückgehaltene Staub fällt, soweit er nicht an den Zellenwänden zurückgehalten wird, zu Boden, und wird durch eine Schnecke oder ein Rührwerk oder durch einen im Vertikalschnitt dargestellten, zeitweilig geöffneten Schieber abgeführt.

Die Reinigung der Filterzellen von dem äußerlich anhaftenden Staube erfolgt periodisch durch einen Gegenluftstrom sowie mit Hilfe eines im Gehäusedeckel drehbar (zentrisch zum Filterkorb) aufgehängten Krümmers 6, dessen untere Öffnung

genau der Öffnung einer Filterzelle entspricht. Durch diesen oben offenen Krümmer wird ein Strom frischer, reiner Luft in das Innere der Zelle geleitet und durch die Zellenwände hindurchgetrieben; gleichzeitig klopft ein im Innern des Filterkorbes aufgehängter Hammer 7 gegen die Wand dieser Zelle, so daß dieselbe gut gereinigt wird.

Durch einen von der Exhaustorachse angetriebenen Mechanismus wird bewirkt, daß der erwähnte drehbare Krümmer und gleichzeitig der Abklopfhammer in bestimmten Zeitinterwallen um je eine Zelle vorrückt, so daß eine Zelle nach der anderen der Wirkung des Exhaustors entzogen, dagegen mittels Gegenluftstrom und Klopfwerk vom anhaftenden Staub gereinigt wird.



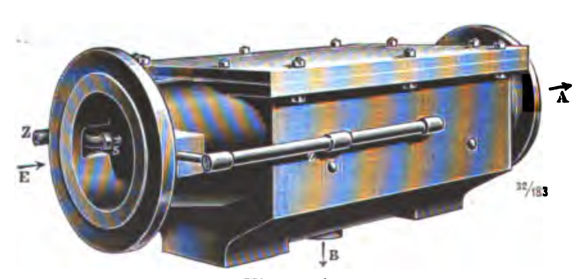
Figur 266.

Bei den Staubabscheidern des zweiten Systemes, deren Hauptrepräsentant der sogenannte Zyklon ist, wird in den oberen weiten Teil eines Blechtrichters, Figur 266, der mit Staub erfüllte Luftstrom so eingeleitet, daß er am inneren Umfange des Trichters rasch kreisen muß. Der Staub tritt aus dem unteren engen Abfallrohre heraus, während die Luft nahezu entstäubt aus der größeren Öffnung im Deckel entweicht.

Der Zyklon ist zwar nicht imstande, eine so vollkommene Staubausscheidung zu bewirken, wie der Staubfänger für Saugluft. Wo es indessen nicht darauf ankommt, einen Teil des feinsten Staubes mit der Luft ins Freie entweichen zu lassen oder wo es sich um die Ausscheidung gröberer, fester Teile handelt, da wird der sehr einfache Apparat mit Nutzen verwandt.

Von der vorgenannten Firma wird dieser Staubabscheider in Durchmessern von etwa 1—2 m, in Höhen von 1,7—3,2 m und Einströmungsöffnungen von 152 × 254 mm bis 336 × 559 m ausgeführt.

Eine Verbesserung des vorgenannten Apparates strebt der Staubabscheider von THOMPSON[1] an, bei welchem der obere, zylindrische Teil ebenfalls mit einem tangential eintretenden Luftzuführungskanale versehen ist, an welchen sich nach unten ein kegelförmiger Sammeltrichter anschließt. Der Unterschied beider Konstruktionen besteht jedoch in der Anwendung einer Scheidewand und eines auf derselben angebrachten, mit der Spitze nach oben gekehrten, mit kleiner Austrittsöffnung versehenen Kegels. Durch diese Anordnung wird beabsichtigt, die kreisende Luft in ihrer Bewegung zu hemmen, durch das Aufprallen derselben gegen die feste Wand und

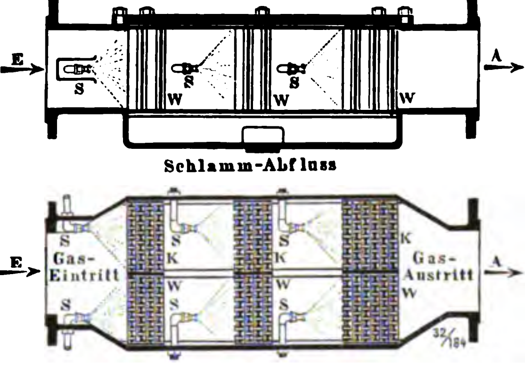


Figur 267.

[1] Engl. Patent 22957. 1900.

die hierdurch bewirkte Geschwindigkeitsabnahme ein besseres Ausscheiden des Staubes zu bewirken, sowie durch den Mantel eine saugende Wirkung nach unten zu bewirken, indem die durch die kleine Öffnung austretende Luft saugend auf die unter dem Kegel befindliche gereinigte Luft wirken soll.

Es ist nicht bekannt, ob die Leistung dieses Apparates den wesentlich einfacheren Zyklon sowohl hinsichtlich der Menge des abgeschiedenen Staubes, als auch hinsichtlich der Reinheit der aus demselben abziehenden Luft im Betriebe übertroffen hat, da keinerlei Versuchsergebnisse über die Leistungsfähigkeit dieses Apparates bekannt sind.



Figur 268.

Die Ausführung eines Apparates zur Abscheidung von Staub oder auch von flüssigen Beimengungen aus gasförmigen Körpern Luft, Gasen, Dämpfen usw. der Firma GEBR. KÖRTING, A.-G., in Körtingsdorf bei Hannover zeigen die Figuren 267—268.

Die Ausscheidung der Fremdkörper geschieht dadurch, daß die Gase und Dämpfe beim Durchströmen des Apparates auf die in großer Zahl angebrachten eigentümlich geformten Widerstände stoßen, die entweder durch das mitgeführte Wasser oder durch eigens dazu eingebaute Streudüsen feucht gehalten werden.

Beim Aufstoßen auf diese in mehreren Reihen hintereinander angeordneten, naß gehaltenen Widerstände und beim Durchströmen der durch diese gebildeten Kanäle bleiben die kleinen Staub- und Nebelteilchen hängen und fließen mit dem Wasser in den unten befindlichen Sammelkasten, aus dem sie durch ein Überlaufrohr oder einen Kondenstopf regelmäßig entfernt werden.

Die bei *E* eintretende, zu reinigende Luft bezw. die Gase und Dämpfe stoßen gegen mehrfach hintereinander angebrachte Reinigungsflächen *W*, welche durch aus seitlich liegenden Düsen *S* ausströmendes Wasser feucht erhalten werden. Durch die am Boden des Reinigers angebrachte Öffnung *B* fließt das zur Abscheidung benutzte Wasser bezw. der Schlamm, welcher aus den Gasen niedergeschlagen ist, ab.



Figur 269.

Die Anordnung kann für Rohrleitungen von 50—400 mm Durchmesser eingeschaltet werden, bedarf keinerlei Betriebskraft und Wartung und dient hauptsächlich zum Reinigen von Luft und Gasen von Staubteilchen, so besonders von Hochofengasen, sowie zum Niederschlagen schädlicher Dämpfe. Auch zur

Rotierender Gaswascher Patent Zschocke.

Leistung. cbm Gas in 24 Stunden.

Schnitt A-B.

Zschocke Maschinenfabrik Kaiserslautern.

Figur 270.

Trennung etwa mitgerissenen Öles aus den Abdämpfen von Dampfmaschinen oder auch zur Ausscheidung des Kondenswassers aus frischem Dampf und Abdampf eignen sich die genannten Apparate.

Einem ähnlichen Zwecke dient die in Figur 269, p. 301, abgebildete Vorrichtung derselben Firma zur Unschädlichmachung der Fluorwasserstoffgase in Superphosphatfabriken.

Über der Aufschlußgrube *A* wird eine Haube *H* angebracht, welche zu einem Turme *T* führt, der aus Holz angefertigt ist, in dessen Oberteil sich die aus Hartgummi hergestellten Streudüsen *DD* befinden. Die gereinigten Gase ziehen durch *S* dem Schornstein oder einem Ventilator zu. Die Wirkung dieser

Hochofengas-Reinigungs-Anlage
Patent Zschocke.

Figur 271.

Anlage ist eine solche, daß die Fluorwasserstoffdämpfe bis auf ganz geringe Spuren beseitigt werden.

In den Figuren 270 und 271 sind zwei Vorrichtungen der Firma Zschokkes Maschinenfabrik in Kaiserslautern dargestellt, welche auch zum Abscheiden von Staub und Gasen, speziell Hochofengasen dienen.

In den rotierenden Gaswascher, welcher mit Tonkugeln ausgerüstet und bis zu $^1/_3$ seiner Höhe mit Wasser gefüllt ist, treten die Gase einseitig ein und geben während des Durchganges durch die langsam rotierenden Trommeln den Staub ab.

Bei der zweiten Anordnung gehen die Gase durch vier oder mehr stehende Reiniger im Gegenstrom zu dem herabrieselnden Wasser nach oben und werden dabei von ihrem Staubgehalt befreit. Der abgesetzte Schlamm wird seitlich in Transportwagen *f* abgelassen, während das Wasser durch kontinuierliche Wasserabläufe *b* in eine Ablaufrinne *e* abfließt. Durch die Drosselklappen *g* kann der Wasserablauf reguliert werden.

§ 3. Vorrichtungen zur Destillation, Extraktion und Rektifikation von Flüssigkeiten.[1]

A. Die Destillationsapparate.

Um Flüssigkeiten voneinander zu trennen, welche ineinander löslich sind und nahezu gleiches spezifisches Gewicht, jedoch verschiedene Siedepunkte besitzen, werden in der chemischen Industrie mit Vorteil die Destillationsapparate verwandt. Bei jedem derselben unterscheidet man im wesentlichen drei Hauptteile:

1. Den Behälter zur Aufnahme und Erwärmung der voneinander zu trennenden Flüssigkeiten.
2. Den Behälter zur Abkühlung der abdestillierten Dämpfe, den Kondensator oder Kühler, auch Dephlegmator.
3. Den Behälter zur Aufnahme der durch die Abkühlung der Dämpfe erhaltenen Flüssigkeit, des Destillates, die sogenannte Vorlage.

Bezüglich der Ausführung des Verfahrens der Destillation kann man drei Hauptverfahren unterscheiden:

1. Die einfache Destillation bei gewöhnlichem Luftdruck;
2. die Vakuumdestillation bei einem kleineren als dem atmosphärischen Drucke und
3. die sogenannte fraktionierte Destillation.

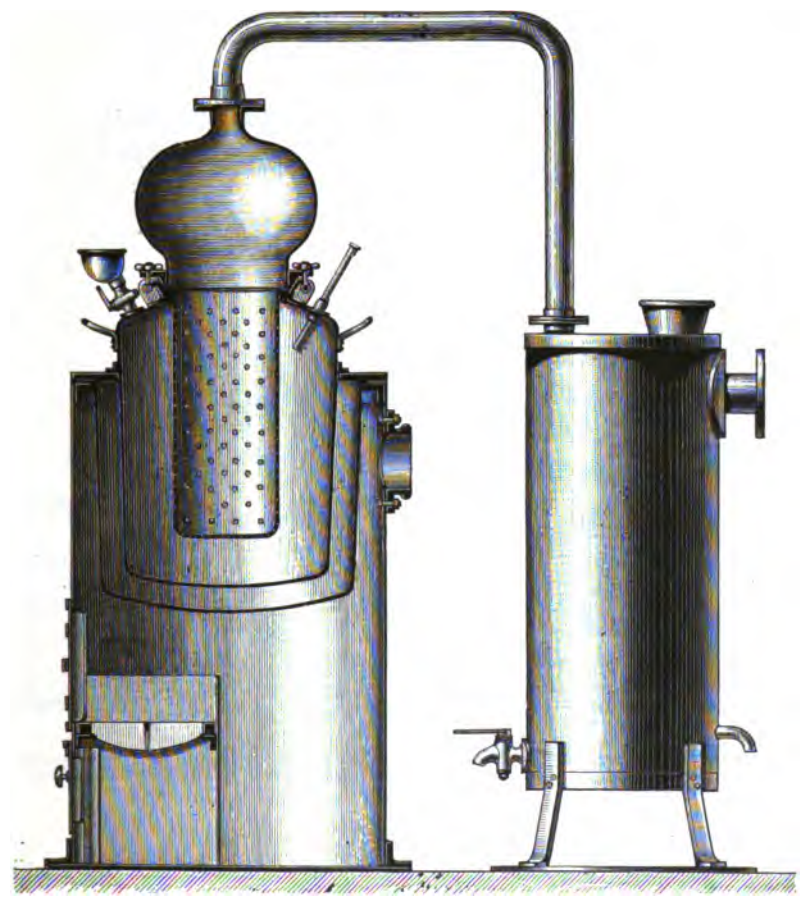
Die Erwärmung des Destillationsgefäßes oder der Destillierblase erfolgt entweder durch direkte Feuerung oder durch Wärmebäder, Heizgase, Heizdampf (frischen oder gebrauchten Abdampf).

1. Einfache Destillation.

Die Ausführung eines Destillationsapparates für direkte Feuerung zeigt Figur 272 der Firma C. Heckmann[2], wie ein solcher zur Destillation von Essenzen, ätherischen Ölen usw. Anwendung findet. In dem geschlossenen, mit Rauchabzugskanal versehenen, mit einfacher Rostfeuerung geheizten Kessel ist ein kupfernes Gefäß eingehängt, in welchem sich ein zweites zur Aufnahme des zu destillierenden Extraktes dienendes Gefäß befindet. Der Zwischenraum zwischen beiden ist mit Wasser angefüllt und dient als Wasserbad. In das innere Gefäß ist ein Siebeinsatz eingehängt, welcher ein Mitreißen von Flüssigkeiten bei der Destillation verhindern soll. Die Dämpfe gelangen von einem über den letzteren angebrachten kugelförmigen Boden durch ein Umlaufrohr in die daneben befindliche, mit Kondensation versehene Vorlage, aus welcher sie nach ihrer Verflüssigung durch einen Ablaßhahn abgelassen werden. Zwei andere Ausführungen derselben Firma für kontinuierlichen Betrieb zeigen die Figuren 273 und 274, p. 306 und 307, deren erstere einen Apparat zur Konzentration von Ammoniakgaswasser, der letztere einen solchen zur Herstellung von Ammoniumsulfat aus Ammoniakwasser darstellt. Bei denselben erfolgt die Erwärmung von einer im untersten Teile des Destillationsapparates befindlichen Dampfschlange. Bei dem ersteren Apparat fließt das Ammoniakwasser am oberen, rechten Ende des aus mehreren Etagen gebildeten Kolonnenapparates ein, und von hier nach dem untersten Sammelgefäß von Etage zu Etage durch Verbindungsröhren, welche seitlich angebracht sind, während die im Unterteile der Kolonne entwickelten Dämpfe durch die mittleren Rohrstutzen einer jeden Etage und eine über demselben

[1] Vergl. Handb. d. angew. physikal. Chemie IV: Kuenen, Theorie der fraktionierten Destillation, 1906. — [2] Berlin SO., Görlitzerufer 9.

angebrachten Kapsel aus Ton oder Metall durch den Flüssigkeitsspiegel einer jeden Etage hindurch nach der obersten Stelle des Kolonnenapparates gelangen. Hierbei werden die Dämpfe fortwährend angereichert, zugleich aber auch der Wasserdampf in den oberen Etagen teilweise kondensiert. Neben der Kolonne befindet sich eine kleine Pumpe auf einem Behälter zum Einpumpen von Kalkmilch in den mittleren Teil des Destillationsapparates, wodurch die Kohlensäure und das etwa im Ammoniakwasser vorhandene kohlensaure Ammoniak abgeschieden wird. Aus dem oberen Sammelraume der Kolonne durchstreichen die Ammoniakdämpfe zunächst einen Kondensator oder Dephlegmator zum Niederschlagen der

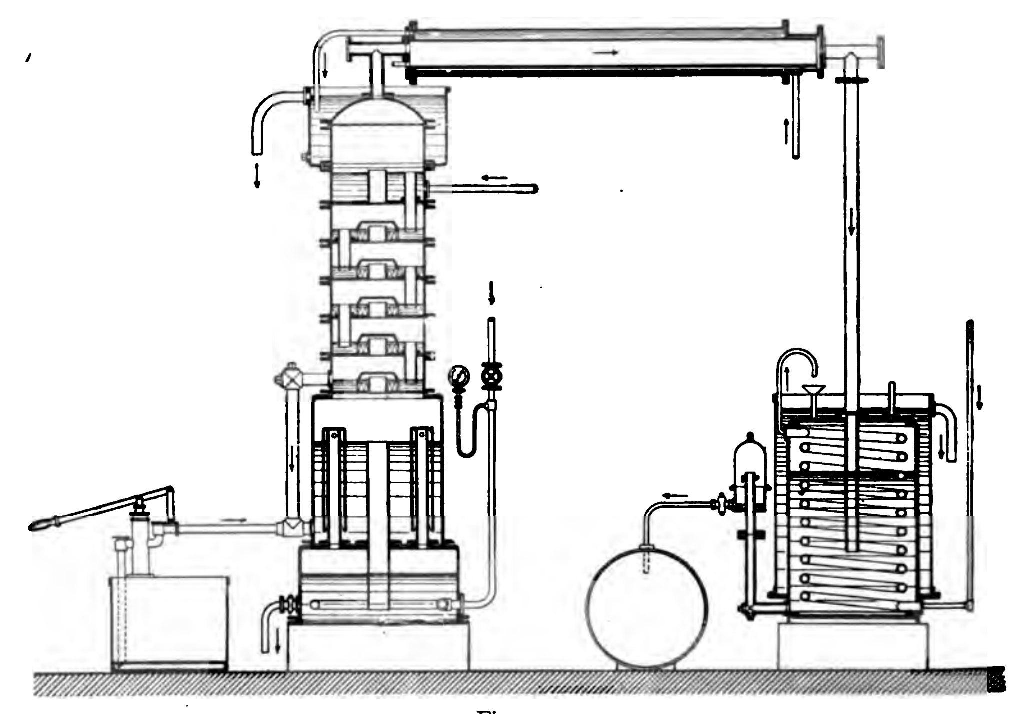


Figur 272.

Dämpfe. Das Kühlwasser desselben tritt am rechten Ende ein und fließt am linken Ende zunächst in einen, den oberen Teil der Kolonne umgebenden, offenen Wasserbehälter und von hier durch einen Überlauf ab. Aus dem Dephlegmator streichen die Dämpfe nach unten in den eigentlichen Kondensator. Derselbe besteht aus einem Gefäß mit Kühlmantel, in welchem sich eine bleierne Kühlschlange befindet. Dieselbe wird durch ein kleines, seitlich befindliches Rohr, zunächst mit Kühlwasser gespeist, welches am oberen Ende der Schlange ausfließt und hierauf dem äußeren Kühlmantel zugeführt wird. Das im Innern des Kondensators sich bildende konzentrierte Ammoniakwasser fließt durch ein am Boden befindliches Rohr in eine neben dem Kondensator aufgestellte Eprouvette

mit Glasrohrüberlauf und von hier in einen daneben befindlichen Sammelbehälter. Das durch die eingeführte Kalkmilch gebildete Gemisch aus kohlensaurem Ammoniak und kohlensaurem Kalk fließt durch ein an der linken Seite des unteren Teiles des Destillationsapparates befindliches, durch einen Hahn verschließbares Rohr ab.

Diese Apparate werden von der genannten Firma für eine Leistung von 125—2000 l Gaswasser in der Stunde ausgeführt. Der zweite Apparat, Figur 274, welcher zur Erzeugung von Ammoniumsulfat dient, besteht zunächst gleichfalls aus der mit einem mittleren Sammelbehälter und einem unteren Destillationsgefäß versehenen Kolonne und der gleichfalls daneben befindlichen Kalkmilchpumpe. Die am oberen Ende der Kolonne abströmenden Ammoniakdämpfe gehen jedoch nicht durch einen Kondensator, sondern fließen direkt nach unten in

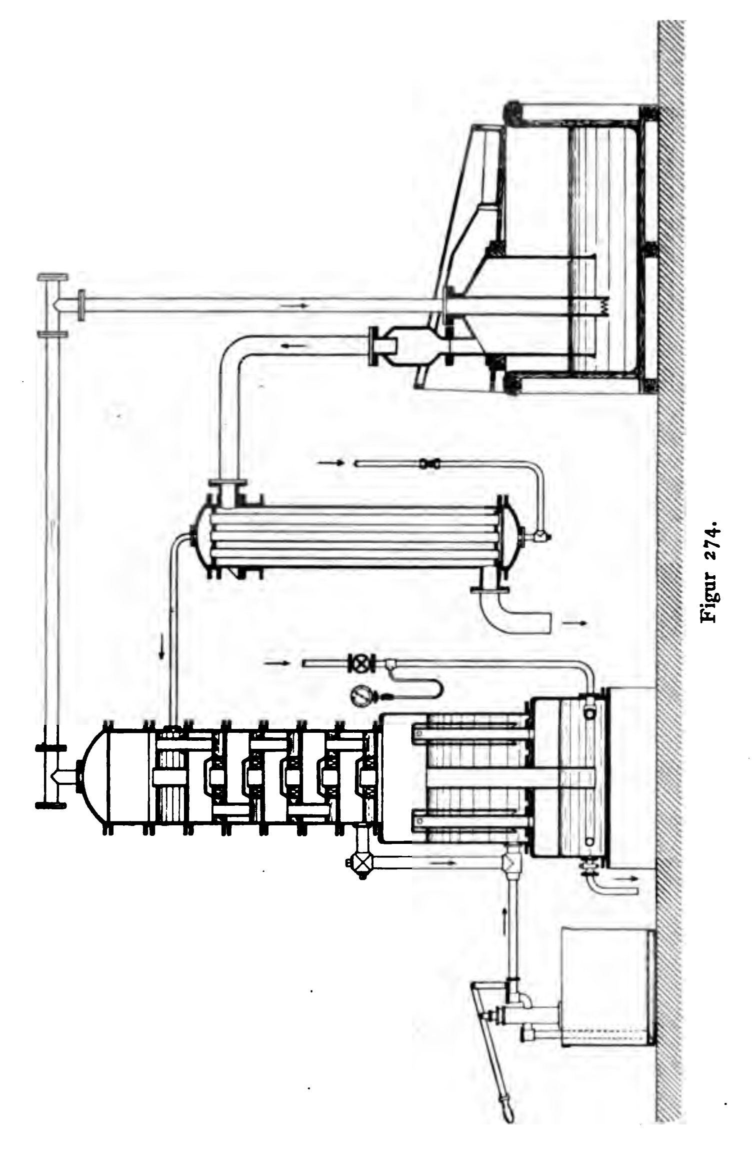


Figur 273.

den mit Schwefelsäure gefüllten Absorptionsapparat, in welchem die Bildung des Ammoniumsulfat vor sich geht. Der letztere, welcher aus Holz hergestellt und mit Blei ausgefüttert ist, besitzt einen geeigneten Abtropfboden, auf welchen mittelst Holzkelle die am Boden des Holzkastens sich bildenden Sulfatkristalle aufgeschöpft werden, wobei etwa noch vorhandene Flüssigkeit durch den Lattenrost des Abtropfbodens in das Gefäß zurücktropft. Die bei der Reaktion sich bildenden Dämpfe von Schwefelkohlenstoff werden durch eine, das Ammoniakzuflußrohr umschließende Glocke gesammelt und am oberen Ende durch ein Bleirohr in einen zwischen dem Absorptionsbehälter und der Kolonne befindlichen Wärmeaustauschapparat oder Vorwärmer geleitet. Der letztere ist im Schnitt gezeichnet. Durch das kleine Rohr rechts tritt das Ammoniakwasser von unten in den Röhrenapparat ein, während es am oberen Ende ausfließt und der obersten Etage der Kolonne zugeführt wird. Die Schwefelkohlenstoffdämpfe treten am oberen Ende des Vorwärmers ein und am unteren Ende links aus. Hierdurch

wird das Ammoniakwasser beträchtlich vorgewärmt, so daß es im Kolonnenapparat zur Ausscheidung des Ammoniaks geringerer Wärme bedarf.

In Figur 275 ist die Anordnung einer solchen Etage im Querschnitt und eine Kapsel oder Haube mit ihren Durchgangsöffnungen, sowie die Ansicht des Bodens einer Kolonnenetage dargestellt. Das Wesentliche der Anordnung besteht darin, daß die vier durch eingezeichnete Linien 1,1—4,4 markierten

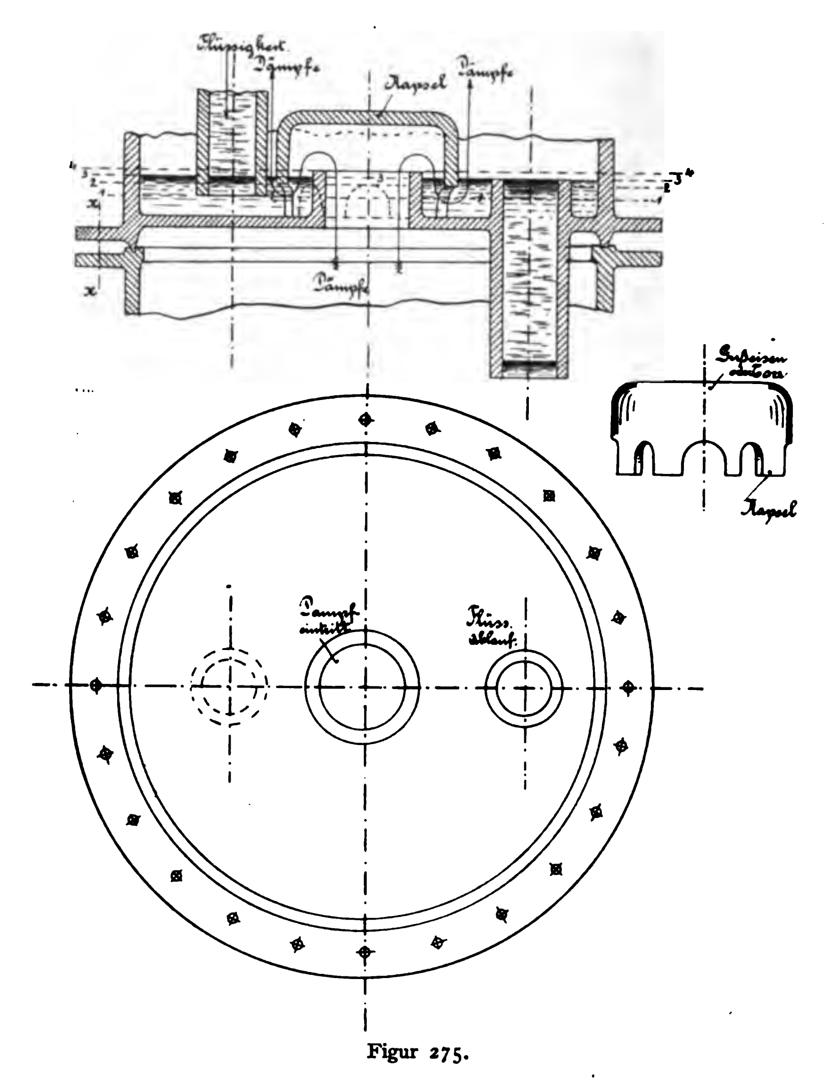


Figur 274.

Aus- bezw. Einströmungsöffnungen der Rohre in der richtigen Höhenlage zueinander angeordnet sind. 1,1 bezeichnet hierbei die Unterkante des Flüssigkeitszuflußrohres aus der nächst höheren Etage; 2,2 die Oberkante der Durchtrittsöffnungen der Haube oder Kapsel; 3,3 die Oberkante des Überlaufrohres für die Flüssigkeit aus der gezeichneten in die nächst tiefere Etage und endlich 4,4 die Oberkante des mittleren Durchströmungsrohres für die Dämpfe aus der nächst unteren in die gezeichnete Etage. Die Dämpfe der unteren Etage sind infolgedessen gezwungen,

da die Flüssigkeit auf der Höhe 3,3 steht und 2,2 um einige Millimeter tiefer liegt, durch die Aussparungen der Kapsel hindurch die Flüssigkeit zu durchdringen, wodurch die fortgesetzte Konzentration von Etage zu Etage bewirkt wird.

Da die Unterkante 1,1 unter dem Überlauf 3,3 des Abflußrohres in die



Figur 275.

nächsttiefere Etage liegt, so ist hierdurch vermieden, daß die Dämpfe einen anderen Weg nehmen können und auch ein fortwährender Zufluß von Flüssigkeit gesichert. Diese Anordnung der Kapseln und Überlaufrohre findet sich bei allen Destillations- und Fraktionskolonnen wieder, nur können statt einer Kapsel und eines Dampfrohres deren mehrere auf jeder Etage angeordnet sein.

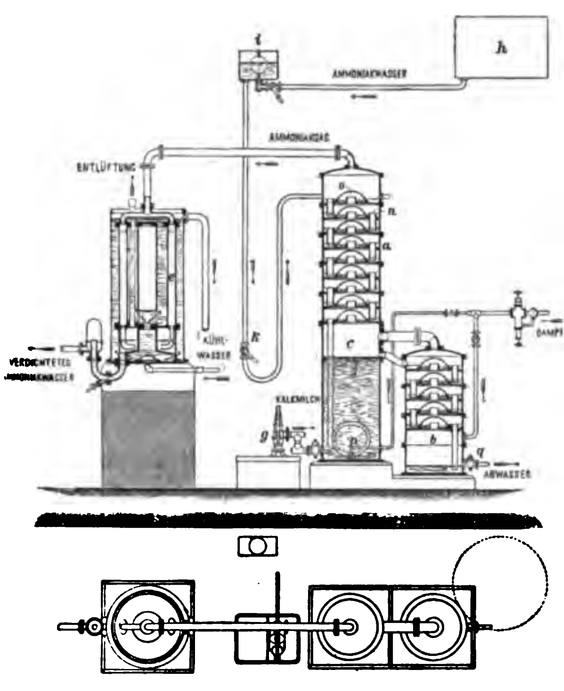
Destillationsapparate zur Gewinnung von verdichtetem Ammoniakwasser usw. der Firma Julius Pintsch, Berlin O.

Dieselben arbeiten nach dem Systeme von Dr. A. Feldmann in Bremen und dienen zur Verarbeitung des rohen Ammoniakwassers zunächst zur Gewinnung von verdichtetem oder konzentriertem Ammoniakwasser, von gewöhnlicher Stärke

16—18 % NH_3, sodann zur Erzielung eines sehr stark verdichteten oder hoch konzentrierten Produktes dieser Art von 18—30 % NH_3, wobei es erforderlich ist, die Kohlensäure vor der Destillation daraus zu entfernen, ferner zur Gewinnung von Salmiakgeist und endlich zur Gewinnung von schwefelsaurem Ammoniak.

Der erste Apparat zur Gewinnung von verdichtetem Ammoniakwasser ohne Ausscheidung von Kohlensäure ist in Figur 276 im Querschnitt dargestellt.

Das rohe Ammoniakwasser gelangt aus dem Hochbehälter *h* in das Schwimmkugelventil *i*, welches den Zweck hat, eine konstante Druckhöhe zu gewährleisten, und tritt nach Passieren des Skalahahns *k*, der für die verschiedenen Leistungen einzustellen ist, in die oberste Kammer der Hauptkolonne *a* ein. Von hier aus gelangt dasselbe durch Überlaufrohre *n* von Kammer zu Kammer, wird in jeder derselben durch den unter der Glocke *o* austretenden Dampf aufgekocht und gelangt, von allen flüchtigen Ammoniakverbindungen befreit, durch ein langes Überlaufrohr bis fast auf den Boden des Kalkzersetzungsgefäßes *c*. In dieses wird in Zwischenräumen durch die Handpumpe *g* oder kontinuierlich durch eine Dampfpumpe Kalkmilch eingeführt, um die vorhandenen fixen Ammoniakverbindungen zu zersetzen, während durch eine besondere eigenartige Dampfeinströmung *p* das eintretende Ammoniakwasser beständig mit der Kalkmilch gemischt wird. In den einzelnen Kammern der Nebenkolonne *b* wird das gebildete Ätzammoniak abgetrieben; das erschöpfte Wasser sammelt sich in der untersten Kammer und läuft von hier aus durch den Hahn *q*, der nach dem Wasserstandszeiger eingestellt wird, kontinuierlich ab. Der Gehalt des Abwassers an Ammoniak ist fast gleich Null zu setzen; im Durchschnitt wird ein Abtrieb von 0,003 %, unter Umständen ein solcher von 0,002 % erreicht.



Darstellung einer Anlage zur Gewinnung von verdichtetem Ammoniakwasser (16—18 % NH_3) ohne Ausscheidung von Kohlensäure.

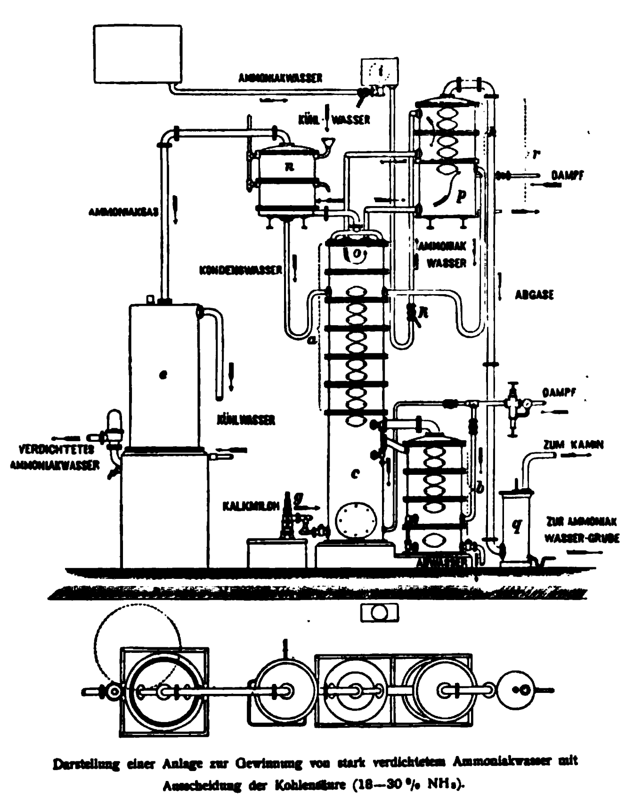
Figur 276.

Der für die Destillation erforderliche Dampf — für 2 cbm rohes Ammoniakwasser ist ca. 1 qm Kesselheizfläche erforderlich — tritt zunächst in die Nebenkolonne *b*, hat den Flüssigkeitsstand in sämtlichen Kammern zu passieren, gelangt durch das Übergangsrohr und durch das Kalkzersetzungsgefäß *c* in die Hauptkolonne *a*, passiert hier wieder alle Kammern und verläßt mit dem gesamten Ammoniak beladen diese Kolonne am oberen Ende. Zwecks Verdichtung werden diese Dämpfe in den Wasserkühler *e* (Konzentrationskühler) geleitet. Im Mittel wird auf diese Weise, ohne Ausscheidung der Kohlensäure, ein 16 bis 18 %iges, unter Umständen auch ein 20 %iges Produkt erzielt. Ausscheidungen von kohlensaurem Ammoniak sind bei vorsichtigem Arbeiten — man muß ca. ½ % unter der zulässigen Stärke bleiben — vollkommen ausgeschlossen. Die Stärke der

Verdichtung kann an einem im Ammoniakwasserüberlauf schwimmenden Aräometer abgelesen werden; sie hängt von der Menge der Dampfzufuhr und von der Beschaffenheit des verwendeten Ammoniakwassers ab.

Bei dem Apparat zur Erzielung hochkonzentrierten Ammoniakwassers, Figur 277, gelangt das Rohammoniakwasser ebenfalls durch ein mit einer Schwimmkugel *i* versehenes Gefäß in den obersten Kolonnenring des Ammoniakaufnehmers *H* mit besonderem Kohlensäureausscheider.

Dieser enthält, genau wie die Haupt- und Nebenkolonne, Glocken, unter denen die in der Heizkammer *p* gebildeten kohlensäure-, schwefelwasserstoff- und ammoniakhaltigen Dämpfe austreten, und Überlaufrohre für das durchfließende Ammoniakwasser. Dieses nimmt das in den Dämpfen enthaltene Ammoniak fast vollkommen wieder auf. Die letzten Spuren von Ammoniak werden in dem mit Wasser berieselten Skrubber *q* zurückgehalten. Das sich hier bildende Ammoniakwasser fließt zur Grube zurück, die rückständigen Dämpfe führt man zweckmäßig in einen Kamin. Ist mit der Hochkonzentrationsanlage eine Sulfatgewinnungsanlage verbunden, so kann der Skrubber in Fortfall kommen. Man leitet dann die Abgase in die Schwefelsäure des Sättigungskastens, wo sie die letzten Spuren von Ammoniak abgeben. Aus der Kolonne *h* leitet man das Ammoniakwasser zwecks Vorwärmung in den Vorwärmer *o* und dann in die Heizkammer *p*.



Darstellung einer Anlage zur Gewinnung von stark verdichtetem Ammoniakwasser mit Ausscheidung der Kohlensäure (18—30 % NH_3).

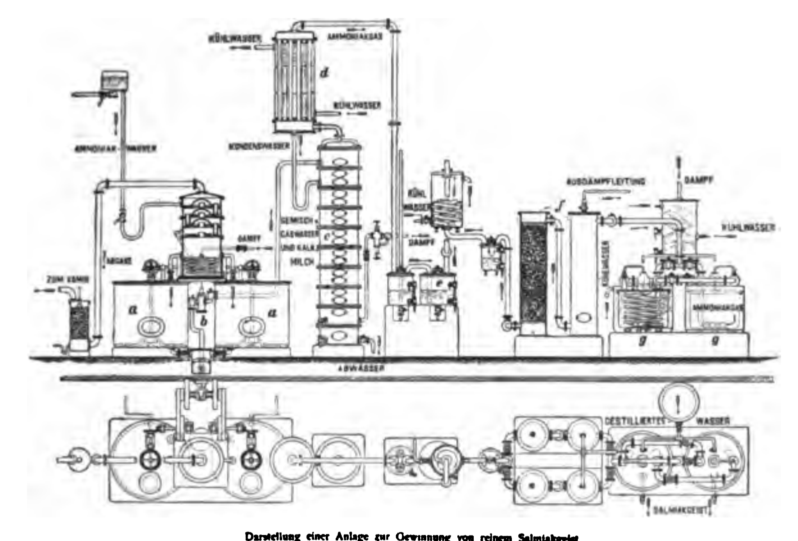
Figur 277.

In letzterer erhält dasselbe eine Temperatur von ca. 95° C., wodurch die Kohlensäure ausgetrieben wird. Nunmehr beginnt erst die eigentliche Destillation im Abtreibeapparat, dessen Wirkungsweise oben ausführlich beschrieben wurde.

Um einen Teil der Wasserdämpfe niederzuschlagen, wird das Destillationsprodukt vor Eintritt in den Destillationskühler *e* durch den mittels Wasser gekühlten Rückflußkühler *n* geleitet. Das Kondenswasser fließt in die Hauptkolonne *a* zurück. Im Konzentrationskühler verdichtet sich das von Kohlensäure befreite Destillationsprodukt zu einer Flüssigkeit von 25—30 % Ammoniak. Das gewonnene, stark verdichtete Ammoniakwasser gelangt in einen Vorratsbehälter, der wegen der großen Flüchtigkeit des Produktes vor Erwärmung zu schützen ist.

Bei der Anlage zur Herstellung von Salmiakgeist muß das gesamte Ammoniak, welches in dem rohen Gaswasser in verschiedenen Verbindungen (Ammoniumkarbonat, Schwefelammonium, Chlorammonium) enthalten ist, in Ätzammoniak übergeführt werden.

In Figur 278 ist die hierzu erforderliche Anlage schematisch dargestellt. Während bei den älteren Verfahren die Reinigung durch Zersetzung der gesamten Ammoniakverbindungen mittels Ätzkalks erfolgt, wozu ein großer Aufwand an Kalk erforderlich ist, wird das Gaswasser bei dem PINTSCHschen Verfahren zunächst von Kohlensäure, wie vorstehend beschrieben, befreit, wodurch etwa 60 % an Ätzkalk gespart werden, was auch für die Beseitigung der unangenehmen Kalkrückstände von Bedeutung ist. Das so vorbehandelte Gaswasser wird dann in einem mit Rührwerk versehenen Kessel *a* mit dem nun noch erforderlichen Kalkzusatz, der größtenteils in Lösung geht, vermischt und mit einer Kalkpumpe *b* der Destillierkolonne *c* zugeführt. Letztere ist zunächst mit einem Rückflußkühler *d* verbunden, um alle Wasserdämpfe zurückzuhalten. Das trockene Ammoniakgas passiert einen Wäscher mit Natronlauge *e*, ein paar Holzkohlenfilter *f* und gelangt dann in die mit destilliertem Wasser gefüllten Absorptionsgefäße *g*.



Darstellung einer Anlage zur Gewinnung von reinem Salmiakgeist.

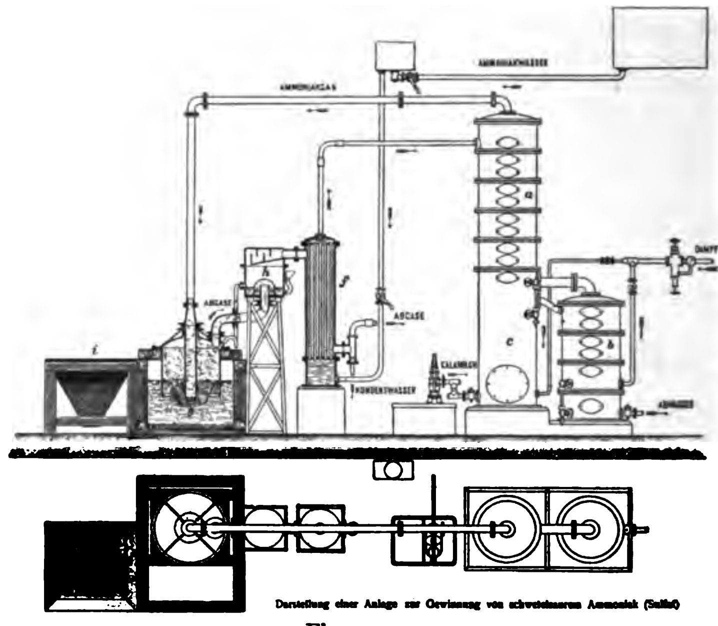
Figur 278.

Das Hintereinanderschalten letzterer gestattet, den reinen Salmiakgeist in beliebig hoher Konzentration zu gewinnen.

Bei dem letzten Verfahren zur Gewinnung von schwefelsaurem Ammoniak, welches in Figur 279 schematisch dargestellt ist, erfolgt die Destillation des erforderlichen Ammoniakwassers, wie eingangs beschrieben.

Das am oberen Ende der Hauptkolonne *a* austretende rohe Ammoniakgas tritt unter der Bleiglocke in die Schwefelsäure des innen mit Blei belegten Sättigungskastens *g*. Hier wird das Ammoniak von der Schwefelsäure fast vollkommen gebunden. Sobald die Säure nahezu gesättigt ist, scheidet sich das Salz — schwefelsaures Ammoniaksalz — aus. Vermittelst kupferner Schöpflöffel wird es darauf in den Abtropftrichter *i* gebracht. Zwecks vollkommener Trocknung ist die Schleuderung des Salzes in einer Zentrifuge empfehlenswert. Die im Sättigungskasten *g* von der Schwefelsäure nicht absorbierten Gase, wie Kohlensäure, Schwefelwasserstoff und andere widerlich riechende flüchtige Körper, sowie etwas Ammoniak bleiben mit Wasserdampf unter der Glocke wie unter einem Gasbehälter eingeschlossen und werden durch das Abgangsrohr in die Säurevorlage *h* geführt. Hier werden die Dämpfe in feiner Verteilung mit Schwefelsäure gewaschen und auf diese Weise auch die letzten Spuren von Ammoniak zurückgehalten.

Bei der erheblichen Mehrausbeute an Ammoniak — bis zu 10 % sind festgestellt — machen sich die um ein geringes höheren Anschaffungskosten bald bezahlt. Die übrigbleibenden Dämpfe werden in den Vorwärmer *f* geleitet und hier durch das in einem System gußeiserner Rohre sich befindende, vorzuwärmende



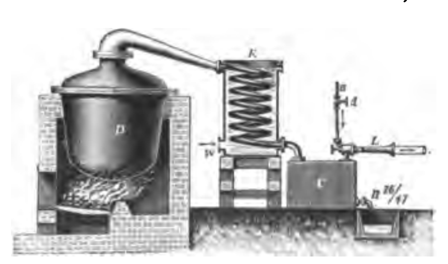
Figur 279.

Gaswasser kondensiert; das kondensierte Wasser fließt ab, während die nicht kondensierten Gase in irgend eine Feuerung geführt werden, wo sie, fast frei von Wasserdampf, nunmehr vollständig verbrennen.

Endlich können die Apparate auch zur Gewinnung von Salmiak dienen, indessen werden hierfür als Sättigungsapparate Gefäße aus Stein oder Ton eingeschaltet, da die zur Gewinnung kommende Salzsäure Blei stark angreifen würde.

2. Vakuumdestillation.

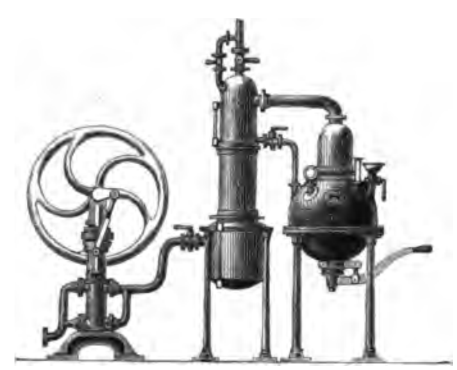
Bei Flüssigkeiten, deren Siedepunkt bei atmosphärischem Druck erheblich über 100° liegt und bei solchen, welche sich bei höheren Temperaturen, bezw. selbst bei 100° schon zersetzen, muß die Destillationstemperatur wesentlich heruntergezogen werden, da bei geringerem Drucke, also im Vakuum, die Siedetemperatur einer jeden Flüssigkeit beträchtlich erniedrigt wird. Die Ausführung erfolgt in Destillationsapparaten, welche vollkommen geschlossen sind und mit einer zum Absaugen der Dämpfe, bezw. zum Herstellen des Vakuums dienenden Luftpumpe in Verbindung stehen.



Figur 280.

Die Heizung kann auch hier entweder durch direktes Feuer oder durch Dampfschlangen erfolgen, die Herstellung des Vakuums durch Absaugen der Luft und Dämpfe entweder durch eine gewöhnliche, meist doppelt wirkende Kolbenluftpumpe, oder einen Dampf- oder Wasserstrahlluftsaugeapparat. In Figur 280 ist der letztere Apparat und eine direkte Heizung durch Rostfeuerung

angewendet. Dieselbe zeigt eine Ausführung eines Destillationsapparates der Firma KÖRTING und besteht im wesentlichen aus der Destillierblase *D*, dem Röhrenkühler mit einer Kühlschlange *K*, welchem das Kühlwasser bei *W* zufließt, der Vorlage *C* zur Sammlung des Kondensats, aus welcher dasselbe durch den Ablaßhahn *B* abgelassen werden kann und dem an der Decke der Vorlage angebrachten Luftsaugestrahlapparat *L*, welchem aus der Dampfleitung *a* durch Öffnen des Ventiles *d* der Betriebsdampf zugeführt wird.



Figur 281.

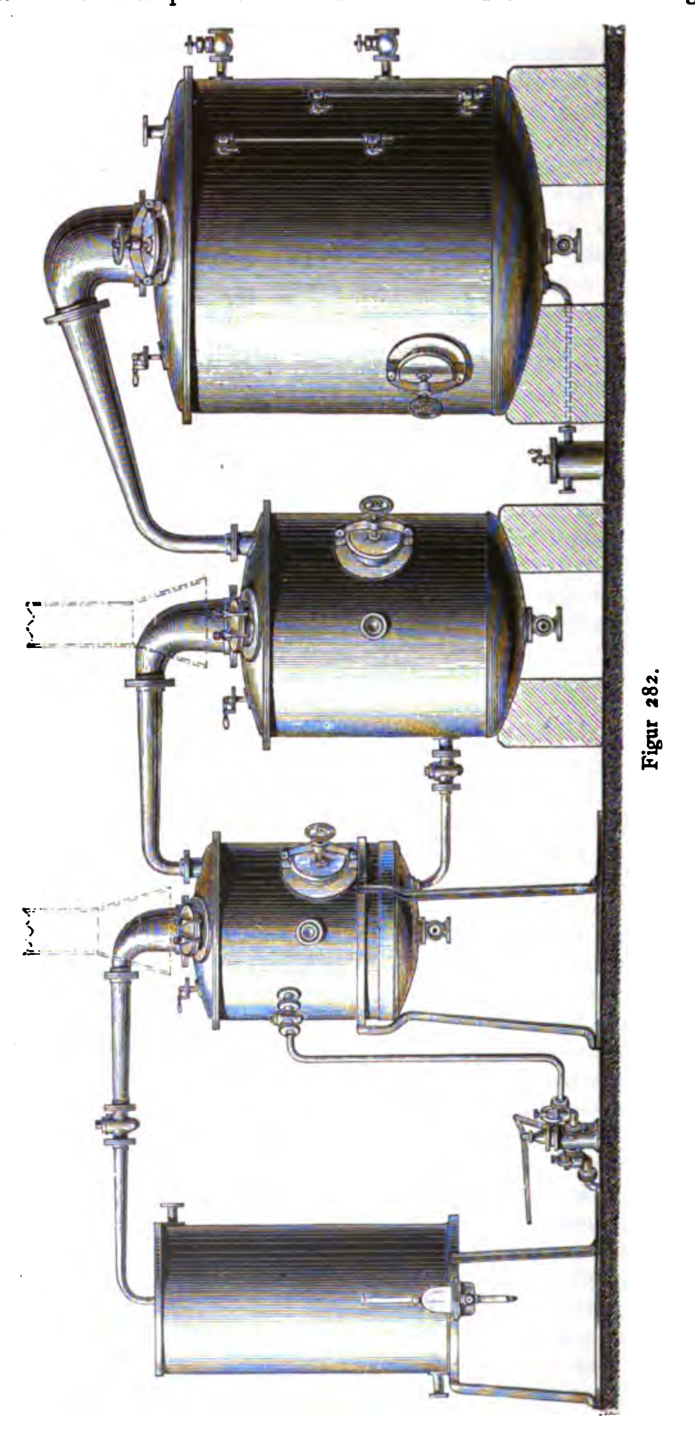
Figur 281 zeigt einen solchen Vakuumdestillationsapparat der Firma F. HALLSTRÖM, Nienburg (Saale). Die auf Säulen gelagerte Destillierblase, in diesem Falle aus Kupfer bestehend, ist mit einem Helm und einem Überlaufrohr nach dem in der Mitte befindlichen Kondensator und einem am unteren Ende befindlichen Ablaßkonus zum Entleeren der Destillationsrückstände und des Phlegmas (so genannt bei der Abdestillation geistiger Flüssigkeiten) versehen. Der Kondensator ist mit einer Kühlvorrichtung und einer im unteren Teile befindlichen Vorlage zum Sammeln des Destillates versehen, von welcher des Saugrohr nach der danebenstehenden Transmissionsluftpumpe führt.

3. Fraktionierte Destillation.

Dieselbe findet zum Trennen von flüssigen Körpern mit verschiedenen spezifischen Gewichten voneinander Anwendung. In der Industrie wird diese Destillation auch häufig als Rektifikation bezeichnet. Diese Trennung wird durch verschiedene, nach und nach erreichte Temperaturen erzielt. Durch getrenntes Abfangen der bei verschiedenen Temperaturen erhaltenen Destillationsprodukte und falls es nötig sein sollte, nochmalige Rektifikation derselben gelingt es fast immer, die flüchtigeren Bestandteile ziemlich vollständig von ihren Beimengungen zu befreien.

Die Hauptanwendung findet die fraktionierte Destillation zur Gewinnung der Essigsäure, des Holzgeistes und des Teeres bei der Holzdestillation, sodann zur Gewinnung des Solaröles mit seinen zahlreichen und wichtigen Nebenprodukten und zur Destillation der Braunkohle und endlich zur Gewinnung verschiedener Destillationsprodukte, Leicht- und Schweröl aus dem Rohpetroleum. Die Anordnung eines solchen Apparates für die Destillationsprodukte der Holzdestillation ist in Figur 282 nach Ausführung der Firma C. HECKMANN dargestellt. Die durch die trockene Destillation des Holzes gewonnene Flüssigkeit, welche aus Wasser, Teer, Essigsäure und Methylalkohol besteht und als Holzessigextrakt bezeichnet wird, gelangt zunächst in den rechtsseitig dargestellten kupfernen, durch Dampfschlangen geheizten Destillationsapparat oder die Haupt- oder größte Blase. Hier erfolgt zunächst die Abdestillation durch die Heizung mittelst der Dampfschlange, worauf die Dämpfe durch das Übersteigrohr in die zweitgrößte Blase gelangen, welche zum Teil mit Kalkwasser gefüllt ist. Die Dämpfe kondensieren sich hier teilweise und saugt der Kalk hierbei den größten Teil der Essigsäure auf. Der übrigbleibende Dampf strömt durch das zwischen der zweiten und dritten Blase befindliche Übersteigrohr nach der kleinsten Blase. In dieser Blase, welche gleichfalls mit Kalkwasser gefüllt wird, zu welchem Zwecke eine daneben dargestellte Handpumpe dient, findet die Kondensation und die weitere

Bindung an den Kalk des Kalkwassers statt. Die nur noch Wasser und Methylalkohol enthaltenen Dämpfe werden endlich durch das dritte Übersteigrohr nach



Figur 282.

dem Kühlgefäß geleitet, welchem das Kühlwasser von unten zufließt, während es oben rechts abfließt. Hierin werden Wasser und Alkoholdämpfe kondensiert und

fließen dieselben durch die am unteren Ende des Kühlers befindliche, in der Figur schematisch dargestellte Eprouvette ab, um später durch Rektifikation in besonderen Rektifikationsapparaten voneinander getrennt zu werden. Alle drei Blasen besitzen Ablaßhähne am untersten Ende der gewölbten Böden, durch welche bei der ersten Blase die Rückstände des Holzessigextraktes, bei der zweiten und dritten Blase der flüssige, essigsaure Kalk abgelassen wird, welcher weiter auf Gewinnung des Essigs verarbeitet wird. Die Fraktionierung in diesem Apparat besteht somit in der Trennung der Essigsäure von dem Methylalkohol und dem Teer, welch letzterer bereits in der ersten Blase abgeschieden wird.

B. Die Extraktionsapparate.

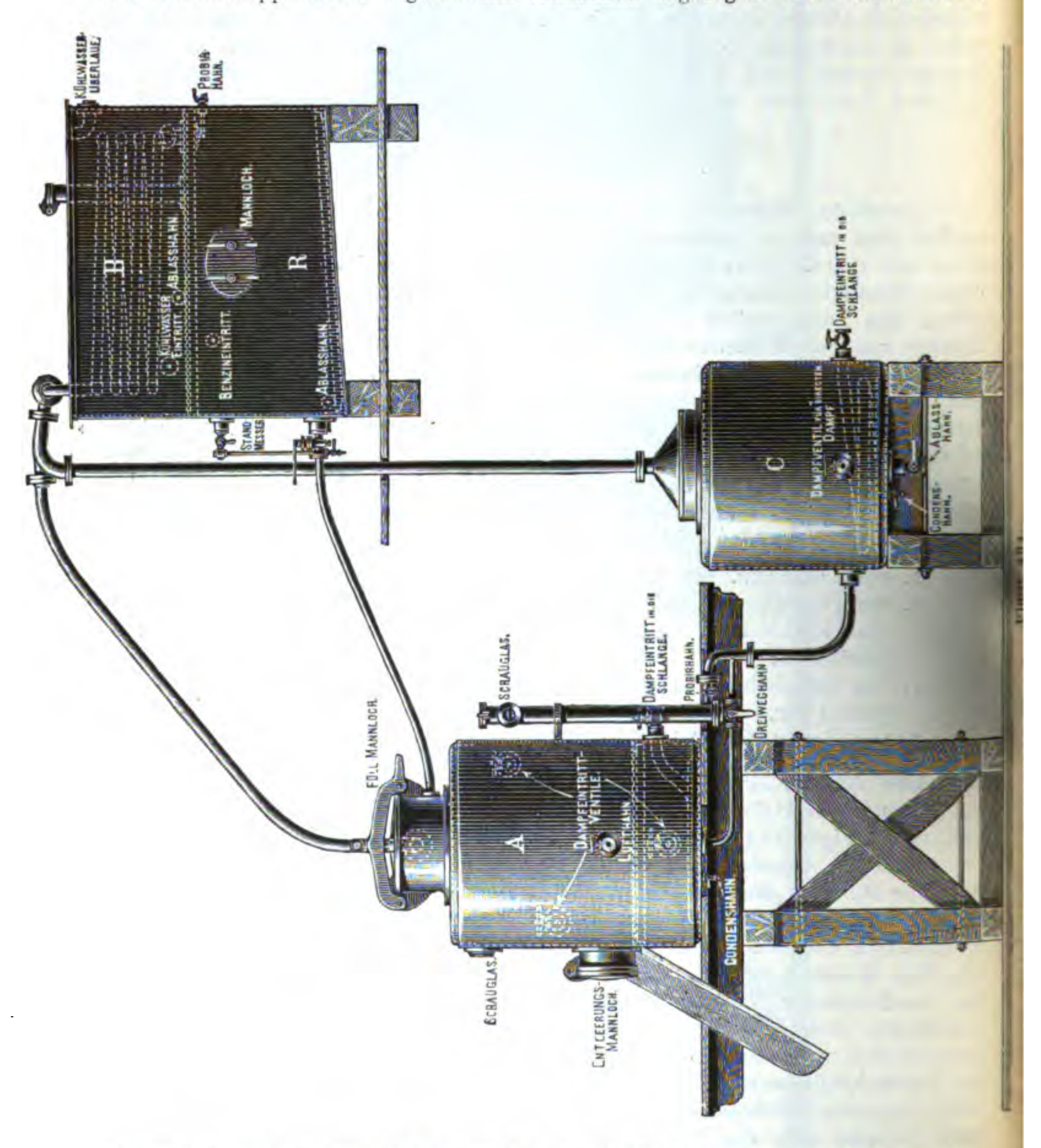
Dieselben bezwecken, aus irgendeinem Material ein Produkt zu gewinnen, welches dem ersteren anhaftet und aus demselben nicht anders gewonnen werden kann, als durch Behandlung mit einer Flüssigkeit, in welcher sich das dem Rohmaterial anhaftende Produkt löst. Aus der entstandenen Lösung wird sodann das Lösungsmittel abdestilliert und letzteres wieder kondensiert, worauf dasselbe von neuem wieder zum Lösen verwandt werden kann. Der im Destilliergefäß zurückbleibende Rückstand, der Extrakt, stellt das aus dem Rohmaterial gewonnene Produkt dar. Derselbe kann flüssig sein, wie bei den Ölen und Fetten, welche den Apparat im flüssigen Zustande verlassen und erst nachher bei der Abkühlung fest werden, oder auch in festem Zustande aus dem Destillierapparat gewonnen werden, wie bei der Naphtylaminschwefel- oder Guttaperchaextraktion. Die genannten Apparate finden vor allen Dingen Anwendung zur Extraktion von folgenden Materialien, z. B.:

1. von Ölsaamen, wie Raps, Leinsamen, Baumwollsamen, Rizinus usw.,
2. von Ölpreßkuchen, wie Rizinus, Raps, Leinsaat, Oliven, Palmkernen usw.,
3. von Rückständen der Öl- und Fettindustrie, Stearin- und Paraffinfabrikation,
4. von chemischen Produkten, als Schwefel, Naphtylamin, Anthracen, Guttapercha etc.,
5. von Farbstoffen, Alkaloiden, ätherischen Ölen usw.

Die Ausführung eines solchen Extraktionsapparates der Firma Wegelin und Hübner in Halle a. S., bei welchem Benzin als Lösungsmittel angewandt wird, ist in Figur 283 dargestellt.

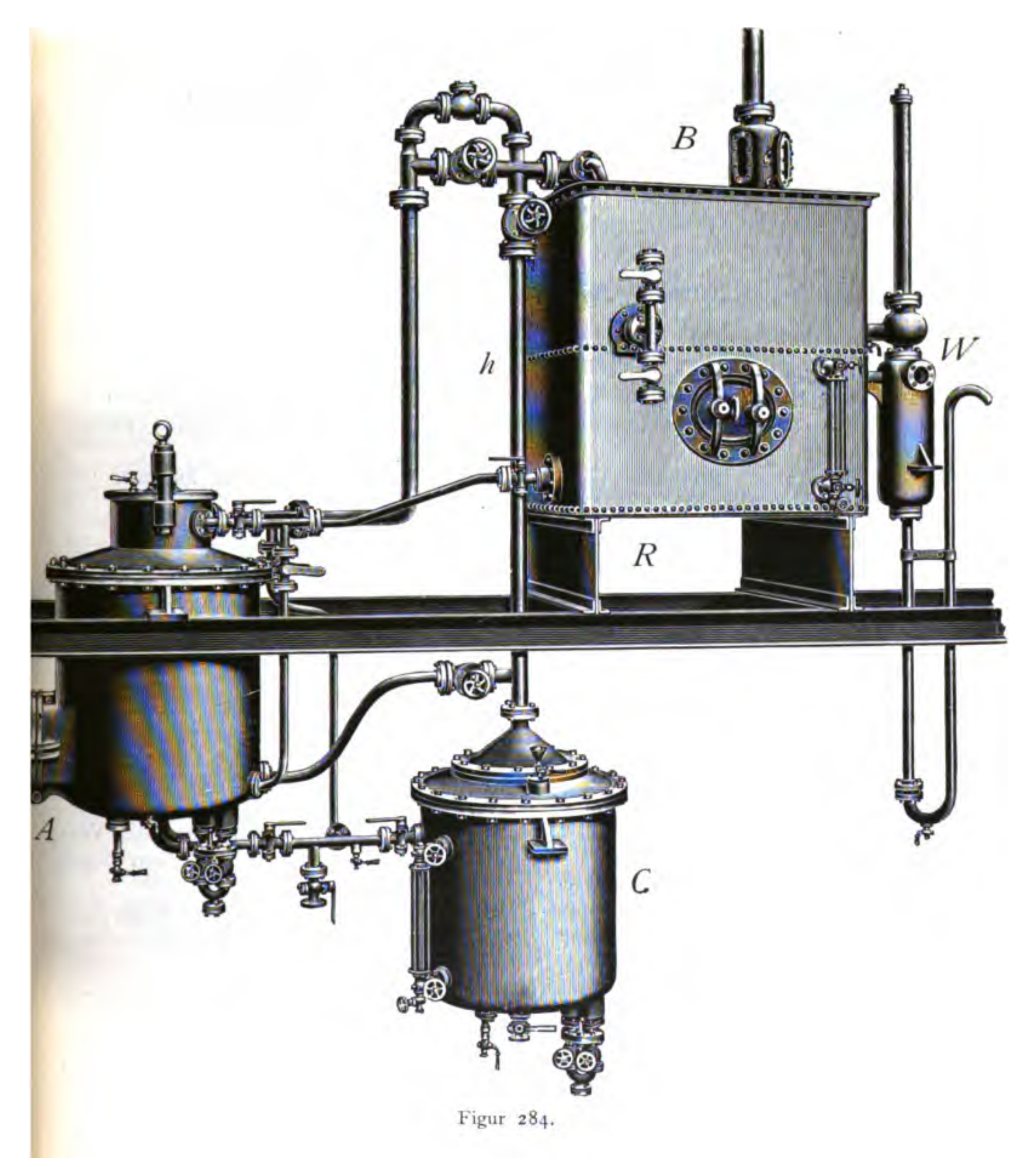
Derselbe besteht im wesentlichen aus folgenden drei Hauptteilen, dem Extraktor *A*, dem Kondensator *B* und dem Destillierapparat *C*. Nachdem in dem ersteren durch ein an dem Deckel angebrachtes Mannloch das zu extrahierende Gut eingebracht ist, wird nach Abschluß des ersteren das Lösungsmittel aus dem Kondensator am oberen Ende des Gefäßes *A* durch ein vom Boden des Benzinreservoir *R* nach dem Extraktor *A* führendes, durch Absperrhahn verschließbares Rohr zugeleitet. Die Rückstände des Extraktionsgutes sammeln sich auf dem im unteren Teil des Extraktors befindlichen Siebboden, zwei Sieben mit dazwischenliegender Leinwand, und kömen nach beendetem Prozeß durch das seitlich angebrachte Entleerungsmannloch abgefüllt werden. Am Boden des Gefäßes befindet sich das Ablaufrohr für den Extrakt, von wo derselbe in den Destillationsapparat *C* überfließt. Die am Extraktor *A* angebrachten, in der Figur punktiert gezeichneten Dampfeintrittsventile dienen dazu, nach beendetem Prozeß durch Frischdampfeinblasen in den oberen Raum und auch unter den Siebboden etwa noch im Extraktionsrückstand vorhandenes Benzin zu verdampfen und durch ein am oberen Teile des Extraktors anschließendes, nach dem Kondensator führendes Rohr auszutreiben. Außerdem sind Schaugläser angebracht, um den Fortgang des Prozesses beobachten zu können. Die Hauptmenge des

Benzins wird aus dem Extrakt im Destillierapparat *C* ausgetrieben, auf dessen Boden sich eine Dampfschlange befindet. Die Dämpfe steigen durch ein an der Spitze des Apparates befindliches, lotrechtes Rohr ebenfalls in den Kondensator *B*. Das fertige, vom Benzin befreite Extrakt wird durch den am Boden des Destillierapparates *C* angebrachten Ablaßhahn abgezogen. Der Kondensator *B*



ist zweiteilig. Im oberen Teile werden die Benzindämpfe in einer Schlange kondensiert, welche von einem Kohlenwasserraume im unteren Kühlwasser eintritt und vom oberen Kühlwasser umgeben ist. Aus der Schlange fließt dasselbe direkt in das darunter befindliche Reservoir *R*, von wo es wieder, wie oben beschrieben, von neuem zum Extrahieren dem Extraktor *A* zugeführt werden kann. Ein am Ende der Schlange vor ihrem Eintritt in das Reservoir *R* befindlicher, in der Figur ersichtlicher, kleiner Probierhahn gestattet während des Austreibens der

Benzindämpfe aus dem Extraktor *A* durch Frischdampf den Prozeß zu beobachten, indem der letztere als beendigt angesehen werden kann, wenn aus demselben kein Benzin, sondern heißes Wasser oder Dampf ausströmt. Wie aus der Figur



Figur 284.

ersichtlich ist, sind die einzelnen Apparate derartig aufgestellt, daß die Flüssigkeiten demselben selbsttätig zufließen. Dasselbe ist bei der in Figur 284 dargestellten, neueren Ausführungen der Fall, welche nach dem Vorhergehenden ohne weiteres verständlich sein dürfte.

IV. Teil.

Apparate und Maschinen zur Wärme- und Kälteerzeugung.

1. Kapitel.

Koch-, Schmelz-, Abdampf- und Trocken-Apparate und Anlagen.

Wie im chemischen Laboratorium zu fast allen Reaktionen die Erwärmung der zu behandelnden festen oder flüssigen Stoffe erforderlich ist, so benötigt auch die chemische Großindustrie zur Durchführung fast sämtlicher Prozesse der Wärme.

Die hierzu dienenden Apparate können im wesentlichen in folgende vier Hauptklassen geteilt werden:

1. Öfen,
2. Kochapparate,
3. Eindampf- oder Verdampfapparate,
4. Trockenapparate.

Der Unterschied derselben liegt im wesentlichen einmal in ihrem Verwendungszweck und Anwendungsgebiet und sodann in der Art und Weise der Wärmezufuhr und der hierdurch bedingten konstruktiven Ausbildung.

§ 1. Die Öfen.

Die allgemeinste Definition derselben von LEDEBOUR versteht hierunter Vorrichtungen, in welchen durch Verbrennung Wärme entwickelt wird, um durch Abgabe an andere Körper nutzbar gemacht zu werden.

Bezüglich der Verwendung der Öfen in der chemischen Großindustrie kann man zwei Hauptgruppen derselben unterscheiden, nämlich metallurgische und keramische Öfen.

Die erstere Klasse, welche namentlich zur Verarbeitung der Erze auf die in ihnen enthaltenen Metalle Anwendung finden, können als Vorrichtung bezeichnet werden, in welchen Erze oder Hüttenerzeugnisse durch direkte Mischung mit Brennstoff zur Erzielung oder Beförderung der Abscheidung der zu gewinnenden Rohmaterialien erhitzt werden. Die letzteren sind Vorrichtungen, deren Hauptzweck das Trocknen und Brennen der eingebrachten Rohmaterialen, also das möglichst vollkommene Austreiben aller in denselben enthaltenen Feuchtigkeit ist. Da jedoch die Öfen der einen Klasse auch in der anderen häufig Anwendung finden und umgekehrt, so läßt sich eine Gruppierung derselben nach diesem Gesichtspunkte weniger empfehlen, als nach der Bauart derselben und der hierdurch bedingten Art der Einwirkung des Feuers auf die Rohmaterialien. Nach diesem Gesichtspunkte kann man im wesentlichen zwei große Klassen unterscheiden, nämlich

1. die Schachtöfen und
2. die Flammöfen.

Eine besondere Klasse bilden endlich die elektrischen Öfen, vorzugsweise als Schmelzöfen verwandt, welchen zum Schluß eine kurze Besprechung gewidmet werden soll.

A. Die Schachtöfen.

Das allen Öfen dieses Systemes Gemeinsame läßt sich im folgenden kurz zusammenfassen. Fast ausnahmslos sind dieselben stehende Öfen, deren Höhe immer ein Mehrfaches des Durchmessers derselben an der weitesten Stelle beträgt.

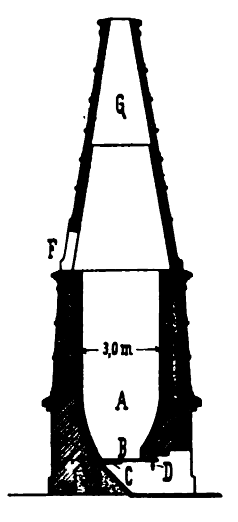
Die Innenform ist entweder eine durchgängig zylindrische oder diejenige eines abgestumpften Kegels mit einer breiteren Basis oder eines zusammengesetzten, aus einem oder mehreren der beiden vorgenannten geometrischen Körper gebildeten Körpers. Der Querschnitt ist meist kreisförmig, seltener quadratisch, da durch erstere Form die gleichförmigste Bewegung des Inhaltes nach unten und der durch den Ofen ziehenden Gase nach oben erzielt wird. Die eigentliche Verbrennungszone befindet sich stets im unteren Teile des Ofens, während die Beschickung fast immer durch die oberste Öffnung oder die Mündung, bezw. eine seitlich im Schacht, nahe bei der letzteren angebrachten Öffnung erfolgt. Hinsichtlich der Luftzufuhr, welche zur Verbrennung erforderlich ist, kann man Öfen mit natürlichem Zug und solche mit künstlichem Zug, also beide auf einer saugenden Wirkung beruhend, und endlich solche mit Luftzuführung durch Überdruck mittels eines Gebläses unterscheiden. Der in den Schachtöfen zur Verwendung kommende Brennstoff ist entweder fest oder gasförmig. Da unvergaste Brennstoffe wegen der zur Entgasung verbrauchten Wärme, welche also dem übrigen Prozeß verloren geht, nicht anwendbar sind, so werden fast ausnahmslos nur Holzkohlen und vorwiegend Koks für dieselben verwendet. Die Verwendung gasförmiger Brennstoffe, welche für die anderen Ofensysteme von größtem Vorteil geworden ist, hat sich für Schachtöfen im allgemeinen nicht eingeführt.

Nach dem in dem Ofen auszuführenden Prozeß kann man wieder folgende Unterklassen unterscheiden.

1. Glüh- und Brennöfen.

Der Hauptvertreter dieser Klasse ist der Schachtofen zum Brennen von Kalk, Zement, Chamott usw.

Die einfachste Ausführung eines solchen Ofens ist in Figur 285 dargestellt. Durch die Öffnung *F* erfolgt die Einbringung des Kalksteines und des Brennmateriales in abwechselnden Schichten. Der Schacht *A* ist unten durch einen Rost *B*, welcher einerseits auf einem Eisenring *C*, andererseits auf einer Schiene *D* liegt, abgeschlossen. Die letztere lagert auf beiden Seiten auf kurzen Schienen, so daß nach beendetem Brand die Schienen *D* weggestoßen werden können, wodurch die Roststäbe herabfallen, ebenso das gebrannte Material. Bei jedesmaligem Beginnen der Einschüttung ist zunächst eine Lage Holz, hierauf Kohle und sodann die Ware, also der Kalkstein, einzubringen. Der Brennmaterialverbrauch dieser Öfen ist jedoch sehr bedeutend, da bei jedem Brande die abgekühlten Mauern neu erwärmt werden müssen, auch das Anzünden von neuem mehr Brennmaterial erfordert und stets viel Wärme unbenutzt durch den Schornstein *G* entweicht.

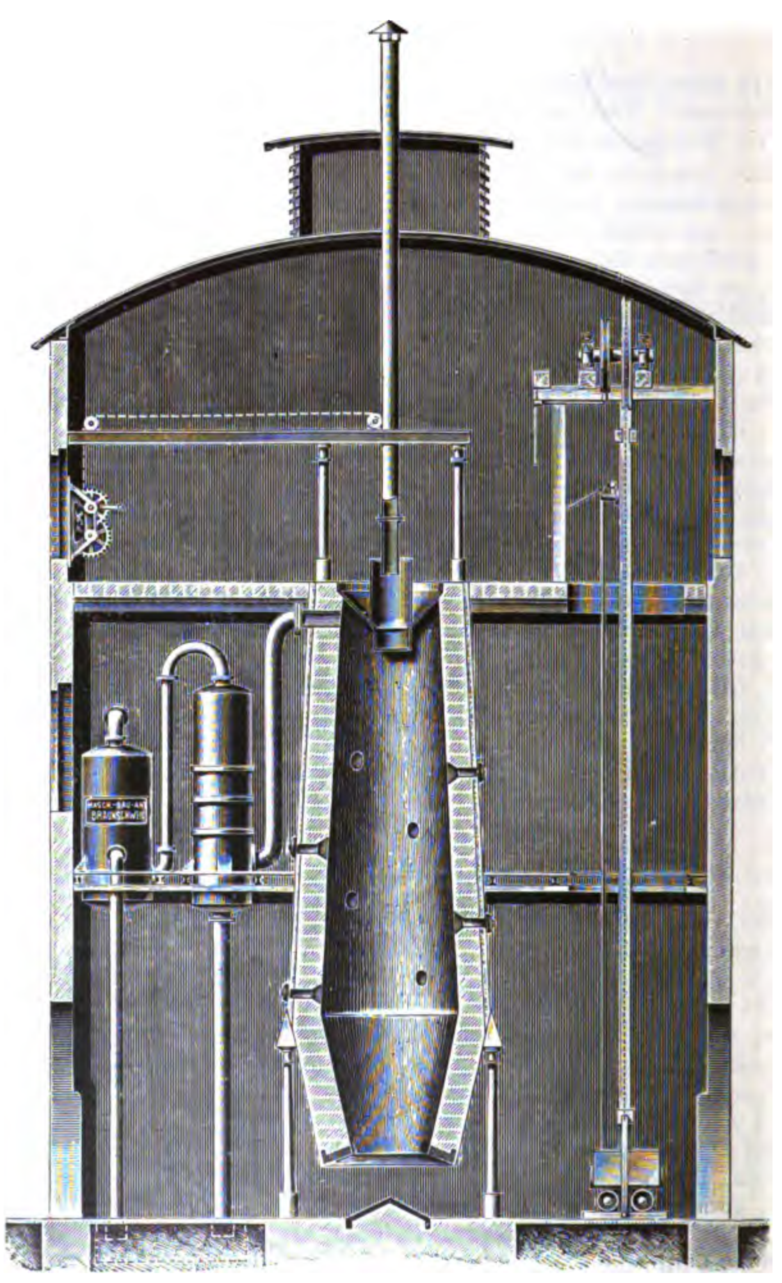




Figur 285.

Bei der in Figur 286 abgebildeten Ausführung eines solchen Ofens der

Braunschweigischen Maschinenbau-Aktiengesellschaft in Braunschweig ist gleichzeitig eine Vorrichtung zur Gewinnung der beim Brennen des Kalkes ausgetriebenen Kohlensäure mit dem Ofen verbunden. Dieser Ofen ist für kon-

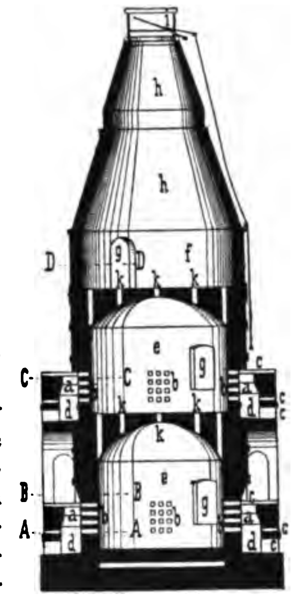


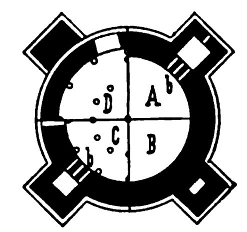
Figur 286.

tinuierliche Betriebe eingerichtet, so daß die Wärmeverluste wesentlich geringer sind, auch ist derselbe am oberen Ende mit einer Abschlußglocke versehen, welche zum Einfüllen des Kalkes und Brennstoffes gehoben, für gewöhnlich jedoch geschlossen ist, so daß der Wärmeverlust wesentlich geringer ist. Am obersten

Ende des Ofens wird die gebildete Kohlensäure abgezogen und den seitlich daneben stehenden Reinigern, Waschvorrichtungen und Absorptionsgefäßen zugeführt. Zur Aufbringung des Kalksteines und Kokes auf die obere Beschickungsbühne ist ein Aufzug vorhanden. Die fertig gebrannte Ware kann aus dem unteren, offenen Teile des Schachtes periodisch abgezogen werden.

Für die keramische Industrie, so zum Brennen von Ziegeln und feineren keramischen Waren, z. B. Steingut, Porzellan usw. dienen Brennöfen des gleichenSystems, bei welchen jedoch die Waren sich nicht mit dem Brennstoff gemischt im Ofen befinden, die Feuerungen vielmehr an der Seite des Ofens etwa 1—2 m vom Umfang entfernt angebracht sind. Die Ausführung eines solchen Ofens ist in Figur 287 [1] im Vertikalschnitt und Querschnitt dargestellt, wie derselbe in der Porzellanfabrik in Sèvres (Frankreich) in Gebrauch ist. Der Horizontalschnitt desselben stellt vier verschiedene in der Höhe der Linien *A-A*, *B-B*, *C-C* und *D-D* geführte Schnitte durch je ein Viertel des Ofens dar. Bei denselben sind *a* die Feuerräume, *b* die schachbrettartigen Öffnungen für den Eintritt der Flammen in den Brennraum, *c* Zugöffnungen für die Feuerungen, *d* Aschenräume, *e* der Ofen zum Glattbrennen, *f* der Verglühofen, *g* Türen zum Aus- und Einbringen des Porzellans, *h* Schornstein, *i* Verschlußklappe, *k* Kanäle, um die Hitze von den unteren Ofenräumen nach den oberen hinzuleiten; im Fundament sind noch Kanäle ausgespart, um die Erdfeuchtigkeit von der Sohle des Brennofens abzuhalten. In der Umfassungswand des etwa 2,5—4 m weiten, kreisrunden Ofens sind je nach Größe desselben vier bis sieben besondere Feuerungen angelegt, durch welche eine tunlichst gleichmäßige Hitze im Ofen hervorgebracht werden kann. Zur Beobachtung des Brandes sind am Umfange des Ofens mehrere Schauöffnungen angebracht, durch welche hindurch das Feuer im Ofen und die aufgestellten Schmelzkegel, deren Niederschmelzen das Ende des Brandes anzeigt, beobachtet werden können.





Figur 287.

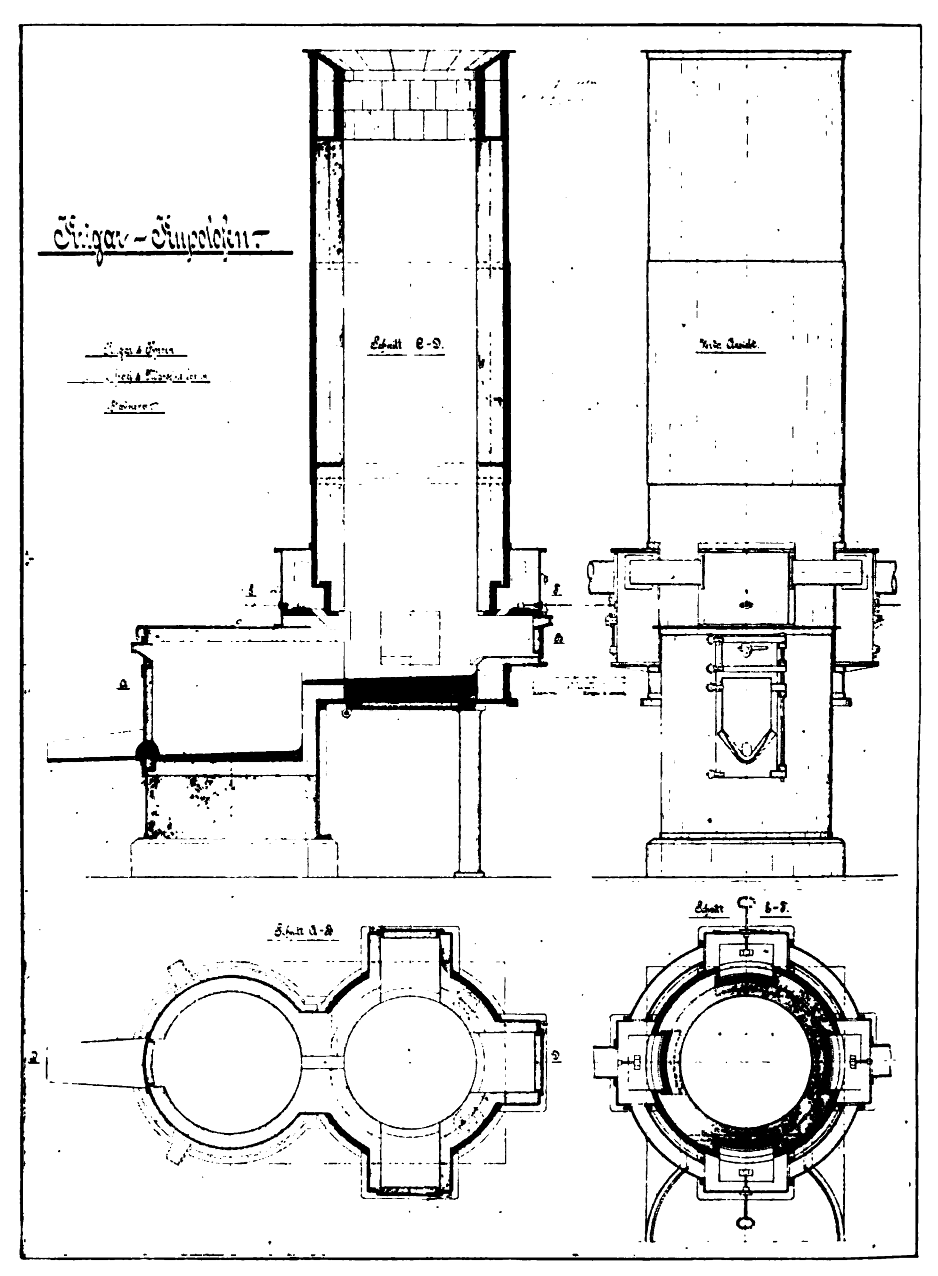
2. Schmelzöfen.

Während bei der vorgenannten Klasse, den Glüh- und Brennöfen, das Produkt im festen Zustande aus dem Ofen entfernt wurde, dienen die Schmelzöfen dazu, Metalle, besonders Eisen zu schmelzen und hierbei gleichzeitig seine chemische Konstitution zu beeinflussen, indem während des Schmelzprozesses das Metall Veränderungen an seinem Kohlenstoff-Silicium- und Mangangehalt erleidet. Die hierher gehörigen Öfen finden fast ausnahmslos Anwendung in der Eisenhüttenindustrie und zwar einerseits zur Gewinnung des Roheisens aus den Eisenerzen, die Hochöfen. und andererseits zur Erzeugung des zur Herstellung von Handelswaren dienenden Gießereiroheisens, die Kupolöfen. Die Ausführung eines Ofens letzterer Art der Firma KRIGAR und IHSSEN in Hannover in zwei Anordnungen zeigen die Figuren 288 und 289.

Die genannte Firma gibt zur Kennzeichen ihres Ofens folgendes an:

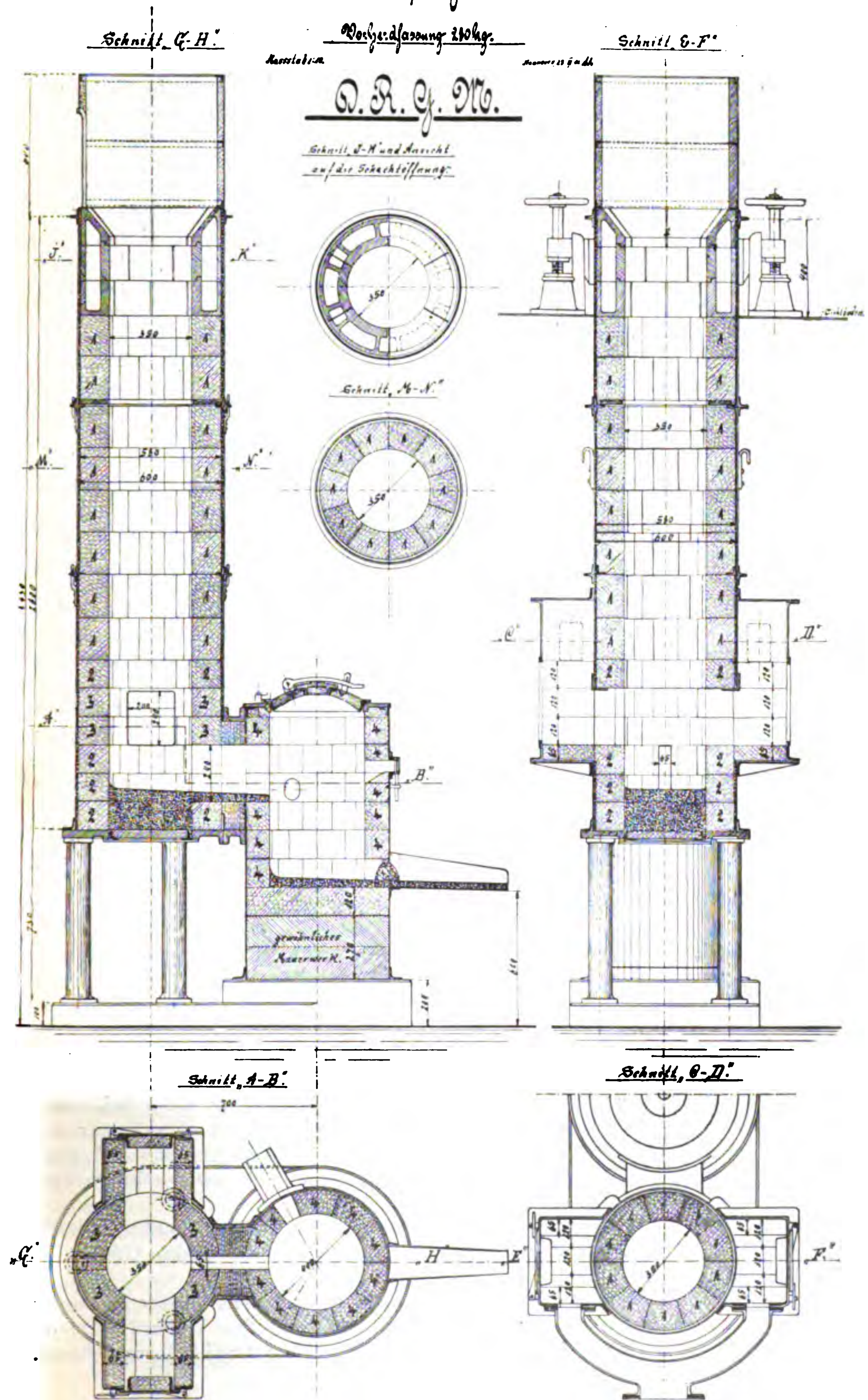
[1] Lexikon der gesamten Technik. 1. Aufl. 6. p. 604.

Die meisten Kupolofensysteme haben das Gemeinsame, daß die drei Teile des Ofens, der Schacht, der Schmelzraum und der Eisensammelraum, vertikal zueinander geordnet sind, also senkrecht übereinander liegen. Dieser Konstruktion hängen folgende Übelstände an:



Figur 288.

1. Beim Beginn des Schmelzens bedarf man zum Füllen im Sammelraum behufs Anheizens eine große Menge Koks (Füllkoks), welche zum größten Teil unter dem Niveau der Formen oder Düsen liegt, der Einwirkung



Klein-Kupolofen No. 0.
Schnitt „G-H."
Vorherdfassung 250 kg.
D. R. G. M.
Schnitt „J-K" und Ansicht auf die Schachtöffnung.
Schnitt „E-F."
Schnitt „M-N."
gewöhnliches Mauerwerk.
Schnitt „A-B."
Schnitt „C-D."

Figur 289.

des Windes beim Schmelzen entzogen wird und deshalb nicht zur wirksamen Verbrennung gelangen kann.

2. Nach Beginn des Schmelzens tropfen Eisen und Schlacke in diesen mit Koks angefüllten Schmelzraum herab und sammelt sich das geschmolzene Eisen bis zum Abstich darin an. Es besteht vielfach die Meinung, die Schmelzsäule schwimme auf dem flüssigen Eisen, was jedoch nicht der Fall ist, sondern das geschmolzene Eisen füllt die Räume zwischen dem Koks aus und wird derselbe von Schlacke und Eisen so umschlossen, daß eine Wirkung von diesem Koks nicht gedacht werden kann.
3. Die üblen Folgen dieser Vorgänge sind, daß eine bedeutende Menge Koks völlig verloren geht, daß die lange und innige Berührung des stets schwefelhaltigen Koks das Eisen verunreinigt, welches Schwefel aus demselben aufnimmt und zum Hart- und Weißwerden neigt.

Dadurch, daß bei diesem Ofen der Eisensammelraum nicht direkt senkrecht unter dem Schacht und Gestelle des Ofens angebracht ist, sondern seitlich liegt (Vorherd), und mit jenem nur durch eine enge, schlitzartige Öffnung in Verbindung steht, erhält derselbe viele Vorzüge:

a) Es ist in diesem Kupolofen nur eine sehr geringe Menge von Füllkoks nötig, da bei der eigentümlichen Windzuführung und der niedrigen Lage der Düsen der gesamte Koks, der sich im Schmelzraum bis hinab auf den Herd befindet, mit dem Windstrom in stetem Kontakt bleibt und somit der Koks sämtlich in voller Wirkung zur Verbrennung gelangt.
b) Beim Schmelzen tropfen Eisen und Schlacke durch den Koks hindurch. Auf dem Schmelzherd angekommen, fließen diese sofort durch den Schlitz nach dem Vorherde ab. Es bleibt das Eisen nicht länger in Berührung mit dem schwefelhaltigen Koks und sammelt sich so lange im Vorherde an, bis zum Abstich genügend vorhanden ist. Die Schlacke wird nach Bedarf aus einer der Seitenöffnungen abgelassen. Das Abstechen des Eisens wie auch der Schlacke hat auf den Niedergang der Gichten im eigentlichen Schmelzraum keinen Einfluß.

Der Vorherd wird nur durch Torf, Holz oder Holzkohle vorher gut ausgetrocknet und angewärmt.

Infolge aller dieser zusammenwirkenden Vorteile ist ein sehr niedriger relativer Verbrauch an Schmelzkoks, nämlich von 6 Kilo pro 100 Kilo des aufgegebenen Eisens erreicht. Dabei ist das geschmolzene Eisen vom ersten bis letzten Abstich gleich hitzig und dünnflüssig, sehr rein und weich.

Beim Krigar-Kupolofen kann, um ein stärkeres Eisen zu erzielen, dem Gußeisen ein Zusatz bis 30 % Schmiedeeisen (Schrott) gegeben werden und zwar ist dabei zu empfehlen, zuerst Masseln mit diesem Zusatzeisen zu machen und dieses für den betreffenden Guß zu verwenden. Die Bruchfestigkeit wird durch die Zusätze bedeutend erhöht.

Über die neuere Form, den KLEINschen Ofen, Figur 289, ist folgendes zu bemerken. Derselbe ist zerlegbar und dient zum Niederschmelzen kleinerer Eisenmengen mit einer stündlichen Leistung von 450—500 kg Eisen bei einem Koksverbrauch von nur 9—10 % Satzkoks. Der Ofen eignet sich ferner zur Reduzierung von Bleirückständen, Elektroden usw. Für Abführung und Reinigung der Gichtgase vom mitgeführten Staub- und Bleirauch wird eine besondere Vorrichtung angebracht.

Der Ofen ist von der Gießereisohle bis zur Einwurföffnung 3300 mm hoch, bei einem äußeren Durchmesser von 550 mm. Der Vorherd des Ofens faßt ca. 250 kg.

Von oben ist derselbe durch einen großen Deckel behufs innerer Reparatur zugänglich. Zum Einführen von etwaigen Zuschlägen in den Vorherd während des Betriebes dient eine in dem Deckel befindliche kleinere verschließbare Öffnung.

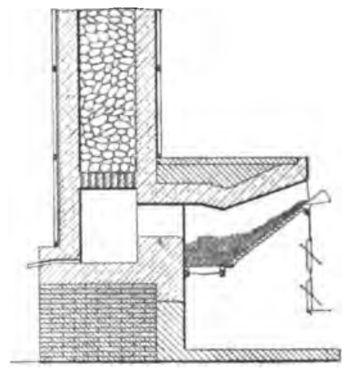
Da das Einsteigen eines Mannes in einen so kleinen Ofen behufs täglicher Ausbesserung des Ofenfutters unmöglich ist, so besteht der Mantel aus einem feststehenden Unterteil und drei abnehmbaren Mantelschüssen.

Die Bodenklappe gestattet ein bequemes Entleeren des Ofens nach Beendigung des Schmelzbetriebes.

Von den übereinander stehenden Mantelschüssen hängt der oberste, welcher mit eisernen Steinen ausgesetzt wird, auf zwei Schraubenwinden, durch die dieser leicht angehoben wird. Die beiden Mittelschüsse lassen sich darnach ebenfalls leicht mit einer Gabel und mittels eines kleinen Flaschenzuges herausschwenken und auf den Boden setzen, wo jede Reparatur usw. des Inneren bequem und schnell auszuführen ist, um den Ofen für eine neue Schmelzung vorzubereiten.

B. Die Flammöfen.

Der wesentliche Unterschied zwischen den Schacht- und Flammöfen ist darin zu erblicken, daß bei letzteren die Feuerung nicht direkt mit den zu erhitzenden Waren in Berührung kommt, vielmehr die direkt hinter der Feuerung abziehenden Flammen und hocherhitzten Gase durch bezw. über den Flammofen ziehen, in welchem sich das zu erhitzende Rohprodukt befindet. Wie aus vorstehendem hervorgeht, können auch die Flammöfen stehend angeordnet sein, jedoch sind dieselben in der Regel liegend ausgeführt. Die Anwendung eines stehenden Flammofens[1] zeigt Figur 290, welcher speziell zum Erhitzen und Konzentrieren wässriger Lösungen dient. Derselbe besteht aus einem gemauerten Turme, welcher mit einer Füllung aus feuerfestem Material, z. B. Tonrohrabschnitten, Chamottebrocken, Tonscherben, Quarzfindlingen u. dergl. von einem nahe über der Eintrittsstelle der Flamme liegenden Rost bis zur obersten Öffnung des Ofens versehen ist. Bei letzterer findet der Einlauf der zu konzentrierenden Flüssigkeit durch Zerteilungsrohre, Düsen u. dergl. statt. Seitlich von dem gemauerten Turm befindet sich die Feuerungsanlage, welche im vorliegenden Falle als Treppenrostfeuerung ausgebildet ist. Die von der obersten Stelle des Turmes über die Füllung niederrieselnde Flüssigkeit wird durch die aufsteigenden heißen Gase durch Verdunstung des Wassers allmählich konzentriert und fließt durch die Spalten des gleichfalls aus feuerfestem Material hergestellten Rostes in den unteren Sammelraum des Ofens und von hier in eine seitliche Rinne ab.

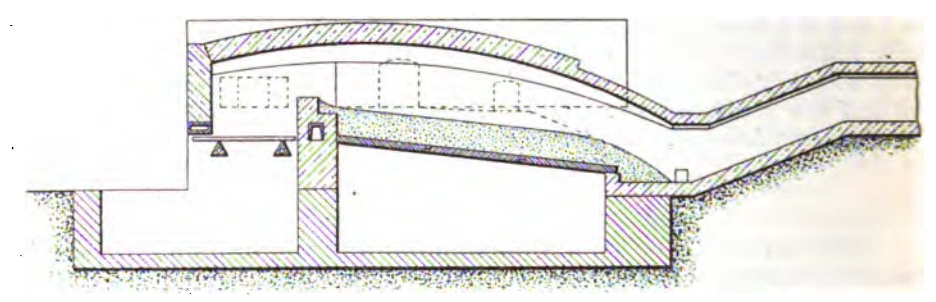


Figur 290.

Dasselbe Prinzip, die zu erhitzende Flüssigkeit in fein verteilter Schicht den aufsteigenden heißen Gasen auszusetzen, und hierdurch eine allmähliche Konzentrierung zu erreichen, findet in den ähnlich gebauten Glovertürmen zum Konzentrieren von Schwefelsäure Anwendung. Jedoch sind dieselben nicht durch gewöhnliche Feuergase, sondern durch die beim Abrösten der Schwefelmetalle entstehenden heißen Röstgase geheizt, welche nach dem Durchziehen durch den Turm in Bleiklammern geleitet und auf Schwefelsäure verarbeitet werden. Wie bereits einleitend erwähnt, ist die gebräuchlichere Ausführungsform der Flammöfen diejenige der liegenden Öfen. Dieselben finden sowohl in der Eisenhüttenindustrie, wie auch in der speziellen chemischen Großindustrie ausgedehnte Anwendung. Man unterscheidet bei denselben: Öfen mit feststehender Sohle oder

[1] HÄUSERMANN, Industrielle Feuerungsanlage 1887, p. 23.

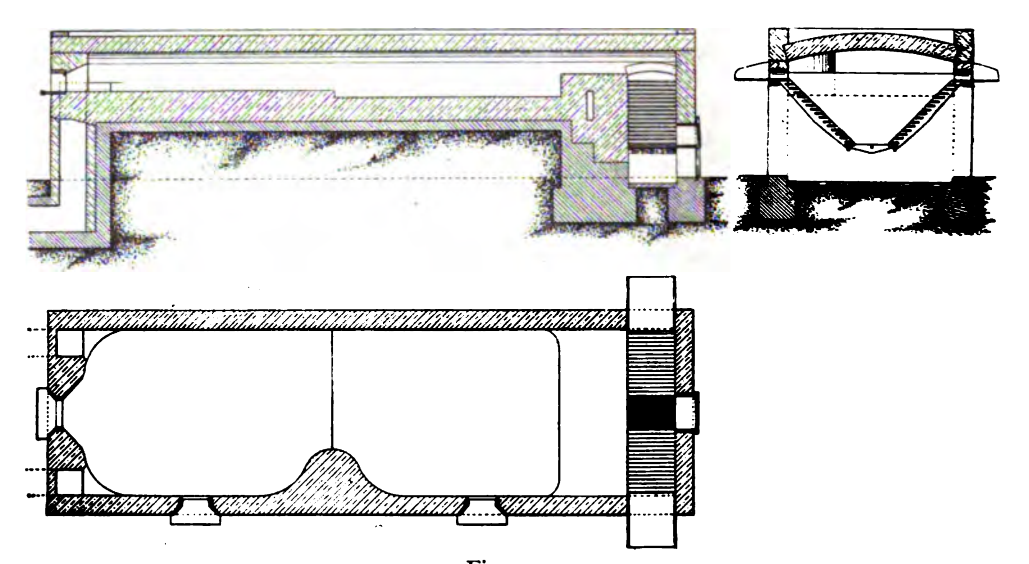
festem Feuerherd und solche mit beweglichem Herd, sogenannte rotierende Öfen, bei welchen wieder zwei Arten unterschieden werden, solche mit lotrechter und wagerechter Drehachse, erstere als rotierende Telleröfen, letztere als rotierende Zylinderöfen bekannt. Zwei Ausführungsformen der ersteren Art mit feststehender Ofenplatte sind in den Figuren 291 und 292 dargestellt.



Figur 291.

Der erstere Ofen ist ein Schweißofen, dessen Herdsohle aus einer äußeren Platte besteht, welche mit einer entsprechenden Sandschicht bedeckt ist. Hierauf werden die zu einem Paket vereinigten Schweißeisenluppen gebracht, welche durch die seitlichen Öffnungen durch die Putteleisen bearbeitet werden.

Die zweite Figur stellt einen englischen Sodaofen nach dem Leblancverfahren mit doppelter Treppenrostfeuerung dar, dessen Betrieb in der Weise

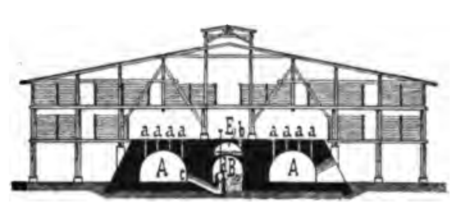


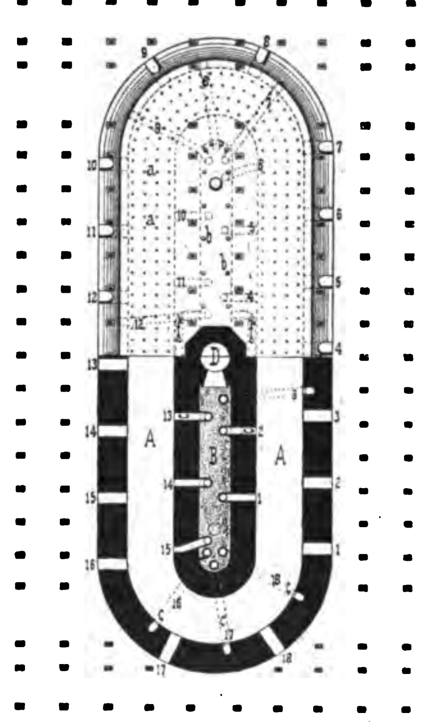
Figur 292.

vor sich geht, daß die in der Nähe des Fuchses (also ganz linksseitig in der Figur) behufs Vorwärmung auf der oberen Etage der Herdsohle eingeführte Charge aufgebracht und allmählich nach der Feuerbrücke (rechts) hingeschaufelt wird, um schließlich durch eine der seitlichen Öffnungen in die Nähe der letzteren auf der unteren Sohle herausgezogen zu werden. Der Betrieb dieses Ofens ist also ein kontinuierlicher, indem in gleichem Maße, wie am vorderen Ende das fertige Produkt herausgenommen wird, am hinteren Ende frisches Material durch die mittlere Öffnung eingeführt wird. Der Ofen arbeitet nach dem Gegenstromprinzip,

indem die heißesten Gase mit der Fertigware, welche am meisten getrocknet ist, zunächst in Berührung kommen, während die abgekühlten Gase zum Vorwärmen der frischen Ware dienen.

Gewissermaßen als Kombination der Schachtöfen und zwar speziell der Schachtbrennöfen und der Flammöfen kann der in der keramischen Industrie zu fast ausschließlicher Anwendung gelangte, nach seinem Erfinder, dem Baumeister FRIEDRICH HOFFMANN benannte HOFFMANNsche Ringofen bezeichnet werden, welcher zum Brennen von Ziegeln, Zementklinkern, Tonwaren usw. Anwendung findet. Hinsichtlich seines Betriebes kann derselbe zu den kontinuierlich fortschreitenden Feuern gerechnet werden. Die Konstruktion desselben ist aus Figur 293 [1] zu ersehen.





Figur 293.

Einer ausführliche Beschreibung derselben am unten angeführten Orte ist nachfolgendes entnommen.

Derselbe besteht im wesentlichen aus einem ringförmig in sich selbst zurückkehrenden Ofenkanal (Brennkanal), von außen an verschiedenen Stellen zugänglich und verschließbar, im Inneren an gleichvielen Stellen mit abstellbaren Abzügen in den Schornstein versehen. Wird ein Zugang von außen und ein Abzug zum Schornstein im Inneren geöffnet, so entwickelt sich zwischen beiden Stellen ein nach dem Schornstein gerichteter Luftzug, der an den im Ofenkanal zu brennenden Waren (Steine usw.) vorbeistreicht, die dem Zugang nächstgelegenen abkühlt, das zwischen Zugang und Rauchabzug um die zu brennenden Waren befindliche Feuer anfacht und die dem letzteren entzogene Wärme zur Vorwärmung anderer, hinter dem Feuerherd liegender, demnächst zu brennender Ware auszunützen gestattet. Die dem offenen Zugang nächstgelegenen Waren werden durch die Abkühlung zum Herausnehmen geeignet und können durch frische (ungebrannte) ersetzt werden usw., so daß das Ausnehmen und Einsetzen der Waren ohne Unterbrechung möglich ist. Die ersten Ringöfen hatten einen kreisförmigen Grundriß; neuerdings ist die beliebteste Grundrißform jene eines länglichen Rechteckes mit abgerundeten Enden, wie sie in Figur 293 dargestellt ist.

Hier sind: *A* der in sich selbst zurückkehrende Brennkanal, *B* der Rauchsammler, *CC* die Rauchfüchse, welche durch die Glocken *d* abgeschlossen oder geöffnet werden können, *D* der Schornstein, *E* ein oberer Schmauchkanal, der mittels der Kanäle *ff* um den Schornstein herumgeführt ist; *aa* die Öffnungen zum Einbringen des Brennmaterials, *bb* die Öffnungen zur Überführung der

---

[1] Lexikon der ges. Technik. 1. Aufl. 6. p. 607. Figur 7.

warmen Luft von den abkühlenden Kammern nach dem Schmauchkanal bezw. von da nach den vorzuwärmenden Abteilungen.

Der Betrieb dieses Ringofens mit einer Trockenetage neben dem Ofen in Höhe des oberen Fußbodens und einer über demselben ist folgender: Angenommen, die Abteilung 6 sei im Vollfeuer, so befinden sich die hinter derselben liegenden Abteilungen 5, 4, 16 in Abkühlung, die vor derselben liegenden 7, 8, 12 in Vorglut; Abteilung 18 wird geschmaucht, Abteilung 14 wird eingefahren und Abteilung 15 ausgefahren; die Rauchglocken *d* der Abteilungen 13, 12 und 14, eventuell noch eine mehr, sind gezogen, um die Rauch- bezw. Schmauchgase nach dem Schornstein *D* abzuführen; die Befeuerung erfolgt durch die Heizrohre *a* der Abteilung 6 (d. h. durch Einstreuen des Brennmaterials in die glühenden Steinmassen von oben); die betreffenden Deckel werden nach jedesmaligem Einfüllen sofort wieder geschlossen und bleiben wie alle übrigen Heizdeckel geschlossen; das Brennmaterial verbrennt, sowie es mit den glühenden Steinen in Berührung kommt; hinter der Abteilung 12 ist ein Schieber, ebenso hinter der Abteilung 13, so daß die in letzterer stehenden Steine zwischen zwei Schiebern sich befinden und daher einerseits abgeschlossen, andererseits aber auch keine Nebenluft von größerem Umfange erhalten können. Diese Abteilung wird zum Zwecke der Vorwärmung ihres Inhaltes vorgeschmaucht, was in der Weise geschieht, daß sie mit dem Schmauchkanal *E* in Verbindung gebracht wird. Hierzu dienen eiserne, unten offene Blechrohre, welche auf eine oder mehrere Heizrohrreihen der Abteilung und auf die korrespondierenden Rohre *b* des Schmauchkanals gelegt werden; auf einer der kühlenden Abteilungen 17 oder 18 werden ebensolche Rohre aufgelegt. Nun saugt der Schornstein die Luft aus der Abteilung 13 an; die Luft kann sich bequem nur aus dem Schmauchkanal *E* ersetzen, in welchem warme Luft aus der Abteilung 17 tritt, die Steine vorwärmend. (Man erhält schönere Ware, wenn die zu brennenden Steine bereits auf etwa 100 ° vorgewärmt sind, ehe sie mit den Rauchgasen in Berührung kommen.) Ist die Abteilung 6 gar gebrannt, so werden die vorhergehenden Abteilungen erwärmt sein, damit sie in schärfere Hitze kommen, bezw. in Garbrand genommen werden können; es wird eine Kammer mit frischen Steinen gefüllt, eine andere wird entleert sein, und die Abteilung 16 wird ausgefahren werden können. Es sind dann die Schmauchrohre um eine Abteilung weiter vorzuschieben, ebenso die Schieber. Letztere wurden im Anfang aus Eisen angefertigt, bald aber zeigte sich als vorteilhafter, dieselben aus einem verbrennbaren Stoffe anzufertigen; man ließ sie im Ofen und sorgte nur dafür, daß sie zur richtigen Zeit verbrannten, was lediglich dadurch geschieht, daß man sie zerreißt, wodurch der eindringende heiße Luftstrom sie bald zerstört.

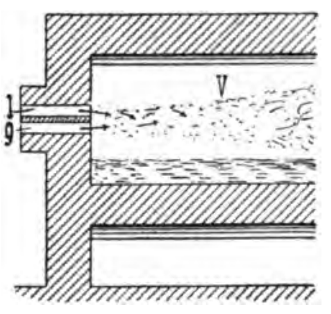
In neuerer Zeit sind diese Öfen, um Verunreinigungen der Waren durch Flugasche zu vermeiden, sowie, um einen leichteren Betrieb zu erzielen, mit zahlreichen Veränderungen versehen worden, namentlich sind dieselben auch als Gasringöfen mit Gasfeuerung ausgeführt worden.[1]

Für viele Zwecke der keramischen Industrie, insbesondere aber auch für die Glasindustrie, sind die vorgenannten und vorbeschriebenen Systeme der Flammöfen jedoch nicht geeignet, da einerseits mit denselben nicht die für viele Prozesse erforderlichen, sehr hohen Temperaturen erzielt werden können, und andererseits die Regulierungsfähigkeit und Gleichmäßigkeit der Flamme keine genügende bezw. vollkommene ist. Aus diesem Grunde kam man sehr bald zur Verwendung gasförmiger Brennstoffe, indem bei denselben einmal je nach der Wahl des brennbaren Gases, z. B. bei Anwendung von Wassergas wesentlich höhere Temperaturen, als bei den gewöhnlichen Rostfeuerungen mit festen

[1] Näheres hierüber siehe in den Fachwerken der keramischen Industrie und am vorher angeführten Orte p. 610, Literaturangabe.

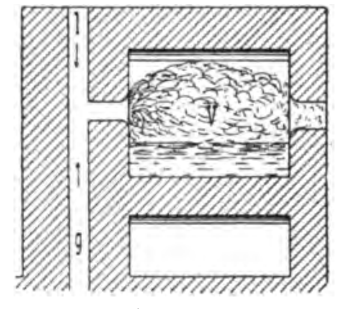
Brennstoffen erzielt werden können, und andererseits die Möglichkeit einer vollkommenen Verbrennung bei richtiger Mischung mit der zu derselben erforderlichen Luftmenge, sowie einer genauen Regelung der Verbrennungstemperatur durch geeignete Zusammensetzung der zur Verbrennung gelangenden Gemische gegeben war.

Die schematische Anordnung einer solchen Gasfeuerung ist in Figur 294 dargestellt. In den Verbrennungsraum *V* tritt das Gas durch den Kanal *g* und die Verbrennungsluft durch den Kanal *l* ein, so daß die Mischung beider erst nach erfolgtem Eintritt in den Raum stattfindet, also Explosionen vermieden werden. Um die Mischung zu fördern, wird das leichtere Brenngas immer unterhalb, der schwere Luftstrom oberhalb, beide jedoch möglichst nahe nebeneinander eingeführt. Die entstandene Flamme bestreicht die im Ofen enthaltene Ware gleichmäßig auf der ganzen Länge hin. Bei der in Figur 295 dargestellten Zuführung findet noch eine bessere und schnellere Mischung dadurch statt, daß die Luft durch einen senkrechten Kanal von oben herab, das Gas dagegen durch einen senkrechten Kanal *g* von unten herauf zugeführt wird, wobei durch das Aufeinanderprallen beider Gasströmungen eine innige Mischung derselben vor dem Eintritt in den Verbrennungsraum *V* bewirkt wird.



Figur 294.

Für die Erzeugung der höchst möglichen Temperaturen sind die Gasfeuerungsanlagen durch die Verbindung mit Regeneratoren vervollkommnet worden, welche zuerst von FRIEDRICH und WILLIAM SIEMENS im Jahre 1856 angewandt wurden, wobei Temperaturen von etwa 2000° erzielt wurden. Im Jahre 1867 wandte WILLIAM SIEMENS diesen Regenerativofen auch zur Herstellung von Flußeisen an, und zwar in einer Fabrik der Firma GEBR. MARTIN, wodurch dieser Regenerativofen den Namen Siemens-Martinofen erhielt.



Figur 295.

Unter Regeneratoren ganz allgemein kann man Einrichtungen verstehen, welche den Zweck haben, sowohl das Verbrennungsgas, als auch die Verbrennungsluft vor der Verbrennung stark zu erhitzen, indem die Wärme der aus dem Ofen abziehenden Feuergase, welche nahezu noch die Verbrennungstemperatur besitzen, denselben in meist unterhalb der Öfen gelegenen, mit Chamottesteinen oder anderen feuerfestem Material angefüllten Kammern entzogen, dieselbe also in dem Füllmaterial aufgespeichert wird. In Figur 296[1] ist die Anordnung und Wirkungsweise des SIEMENSschen Regenerativgasofens dargestellt.

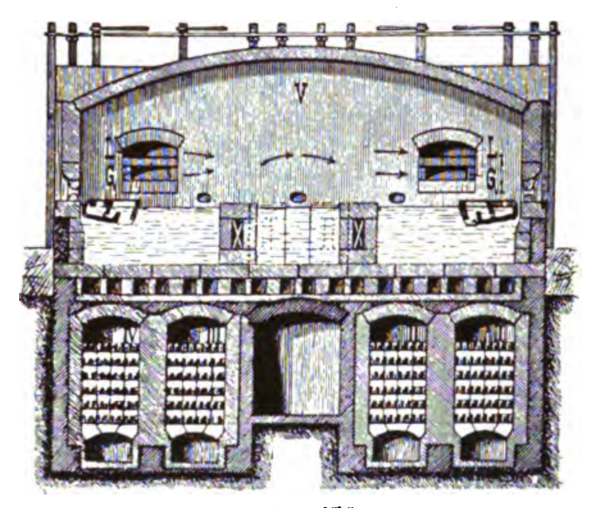
In den Ofenraume *V*, beispielsweise einen Schmelzofen für Glasmasse, treten bei *L* und *G* der Luft- und Gasstrom ein, verbrennen in dem Ofen und ziehen durch die Kanäle L_1 und G_1 wieder aus, worauf sie durch senkrechte Kanäle in die mit Chamottesteinen ausgesetzten Kammern *I* und *II* niederfallen.

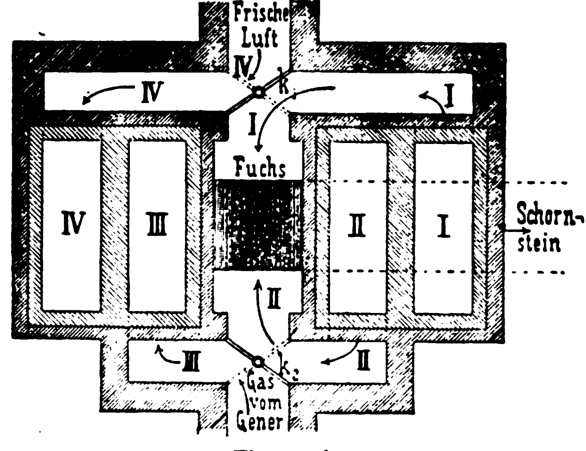
Hier geben sie ihre Wärme an die Steine mehr oder weniger vollständig ab, indem diese bis zur lebhaften Glut erhitzt werden; die Gase ziehen dann weiter in der Richtung der Pfeile *I* und *II*, Grundriß der Figur 296, durch den Fuchs nach dem Schornsteine. Das aus dem Generator kommende Gas aber zieht in der

---

[1] Lexikon der gesamten Technik, 1. Aufl. 4. p. 249. Figur 36, 37.

Richtung der Pfeile *III* durch die Kammer *III* empor nach der Brenneröffnung *G*, Aufriß der Figur 296, während die frische Verbrennungsluft in der Richtung der Pfeile *IV* durch die Kammer *IV* empor nach der Brenneröffnung *L* strömt. Beide nehmen, sich erhitzend, die in den Kammern *III* und *IV* aufgespeicherte Wärme auf, wodurch erstere sich allmählich abkühlen, während *I* und *II* erhitzt werden. Hat die Abkühlung in *III* und *IV* einen gewissen Grad erreicht, so werden die Klappen k_1 und k_2 in die punktierten Stellungen gebracht, so daß das Kammernpaar *I* und *II* seine Rolle mit dem Kammernpaar *III* und *IV* vertauscht; erstere dienen zum Erhitzen der Brenngase und Luft, während *III* und *IV* die Abhitze zurückhalten und aufspeichern.





Figur 296.

Auf diese Weise läßt sich fast jeder beliebige Grad von Verbrennungstemperatur erzielen, man nimmt an bis 3000° C. Die Grenze wird mehr durch die unvollkommene Widerstandsfähigkeit der Bausteine gegen Hitze als durch die erreichbare Temperatursteigerung fixiert. Am meisten leiden die Klappen k_1 und k_2 von der Hitze, die besser durch Glockenventilverschlüsse mit Sand- oder Wasserdichtung ersetzt werden. Die Abhitze kann jedoch nur mangelhaft ausgenutzt werden, indem die Steine der Kammern nur einen gewissen Teilbetrag der Abgangstemperaturen annehmen können, und diese kann auch nur angenähert bis auf denselben Teilbetrag herab erschöpft werden; die übrige Wärme geht im Schornstein verloren. Ferner schwanken durch die wechselnden Perioden der Vorerhitzung die Verbrennungstemperaturen und damit der erzielbare technische Wärmeeffekt sehr stark, was für die erzeugten technologischen Produkte gewöhnlich nachteilig ist. Durch häufigeres Umschalten der Kammern läßt sich zwar eine größere Gleichmäßigkeit erzielen, es geht aber in demselben Maße mehr Wärme im Schornstein verloren.

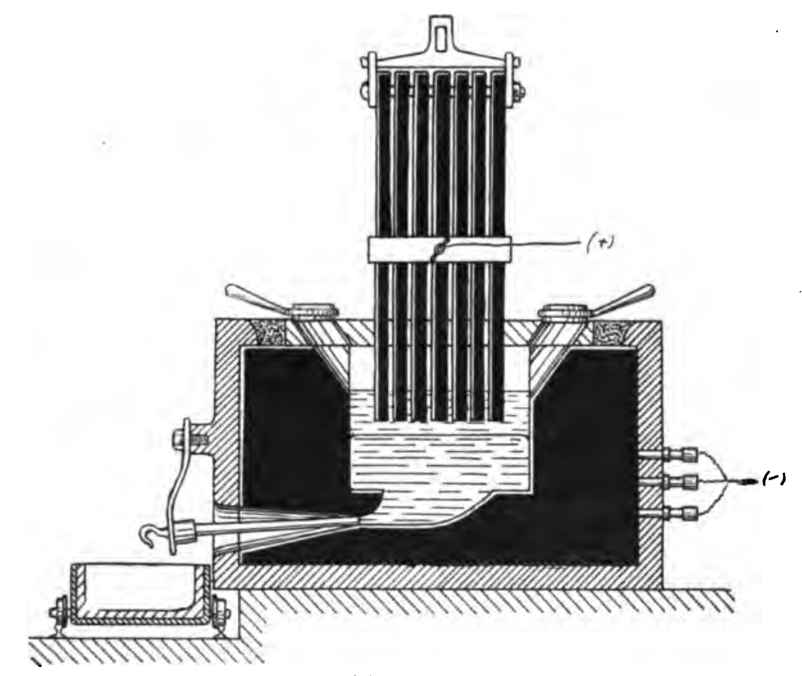
Um diese Übelstände zu vermeiden, sind in neuerer Zeit verschiedene andere Systeme vorgeschlagen worden, z. B. das von der Firma Hennig & Wrede in Dresden ausgeführte System Goppe, worauf hier nur hingewiesen werden mag.[1]

[1] Näheres siehe am vorstehend angeführten Orte, p. 254, Literatur.

C. Die elektrischen Schmelzöfen.[1]

Bei ihnen dient die durch elektrische Energie erzeugte Wärme zur Erreichung sehr hoher Temperaturen, wie sie durch keine anderen Wärmequelle erreicht werden können. Auch ist der Vorteil der elektrischen Öfen in der Möglichkeit begründet, fast beliebig große Wärmemengen auf einen beliebig kleinen Raum zu konzentrieren, sowie darin, daß der Prozeß unabhängig ist von den Einflüssen des Ofenbaumaterials, der Feuergase und anderer Nachteile der mit direkter oder indirekter Flammenheizung versehenen Öfen.

Bezüglich der Wirkungsweise des elektrischen Stromes in den verschiedenen Öfen dieser Art sind nach BORCHERS[2] zwei Erhitzungsarten zu unterscheiden, nämlich diejenige, bei welcher die Erhitzung bei gleicher Entfernung der Pole der Hauptleitung, aber großen Stromstärken durchgeführt wird, die Widerstands-



Figur 297.

erhitzung mit niedrigen Spannungen, und diejenige, bei welcher mit hohen Spannungen und geringen Stromstärken gearbeitet wird, die Lichtbogenerhitzung.

Bei beiden Methoden lassen sich wieder zwei Arten unterscheiden, je nach der Art und Weise des Widerstandes bezw. der zu erhitzenden Substanz. Man erhält dann folgende vier Hauptklassen von Öfen:

1. Öfen mit Widerstandserhitzung.
   - A. Die zu erhitzende Substanz ist selbst als Leitungswiderstand in einen Stromkreis eingeschaltet;
   - B. die zu erhitzende Substanz befindet sich mit einem elektrisch erhitzten Widerstande in Berührung.

[1] Unter Benutzung der Schrift: Entwickelung, Bau und Betrieb der elektrischen Öfen von Dr. W. BORCHERS. Halle a. S. 1897; s. auch W. BORCHERS, Elektrometallurgie 1903; H. GOLDSCHMIDT, Zeitschr. f. Elektrochem. **9**. p. 647. 1903; NEUBURGER, Zeitschr. f. angew. Chem. **18**. p. 481, 529, 1841. 1905. Vergl. auch Handb. der angew. physikal. Chemie: F. HABER: Elektrothermie. — [2] a. a. O. p. 8.

2. Öfen mit Lichtbogenerhitzung.
   A. Die zu erhitzende Substanz bildet einen oder beide Pole eines Lichtbogens;
   B. die zu erhitzende Substanz befindet sich in einem durch Lichtbogen erhitzten Raume.

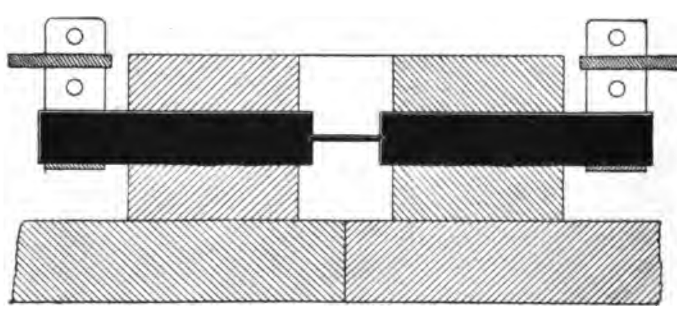
Zur ersten Gruppe gehört u. a. der Heroultofen, der Cowlesofen.

Beim ersteren Ofen wird ein zwischen zwei einfache Leiter eingeschalteter Widerstand, ein Elektrolyt, erhitzt, z. B. Aluminiumoxyd.

Der HEROULTsche Ofen ist in Figur 297 schematisch dargestellt.

Das Schmelzgefäß ist mit Kohlenfutter versehen, welches mit dem zu Beginn des Betriebes einzuschmelzenden Metall in eine Schmelze von Aluminiumoxyd und Flußmitteln die Kathode bildet, während die Anode aus einem Block von Kohlenplatten besteht, welcher durch den Deckel des Schmelzgefäßes durchgeführt ist und in die Schmelze eintaucht. Durch KILIANI ist dieser Ofen derart verbessert worden, daß, während beim Heroultofen nur Aluminiumbronze (Aluminium — Kupfer) gewonnen werden konnte, in diesem Ofen reines Aluminium dargestellt wird.

Bei dem originellen Ofen von KJELLIN bildet das zu schmelzende Beschickungsmaterial (Eisen zur Stahlbereitung) die sich erhitzende Sekundärspule eines Wechselstromtransformators.



Figur 298.

Einen Ofen der zweiten Gruppe, bei welchem also die zu erhitzende Substanz mit dem elektrisch erhitzten Widerstand in Berührung ist, zeigt Figur 298. Hierbei wird zwischen die, aus zwei dicken Kohlenstäben bestehenden Pole einer Leitung ein dünner Kohlenstab eingesetzt, welcher die, in dem ihn umgebenden Raum eingefüllte zu erhitzende Masse von innen heraus bei seiner sehr starken Erhitzung zum Schmelzen bezw. zur Reduktion bringt.[1]

Zur dritten Gruppe den Lichtbogenöfen mit Polen aus der zu erhitzenden Substanz gehören die Öfen der amerikanischen Willson Aluminium Company, welche namentlich zur Calciumkarbiddarstellung benutzt werden, der Tennerofen[2] und die Konstruktionen von THWAITE, ALLEN, RATHENAU und anderen. Das Wesentliche dieser Öfen besteht in der Erzeugung eines Lichtbogens zwischen zwei Elektroden, deren eine stets aus Kohlenstäben besteht, welche mit der auf die andere Elektrode aufzugebenden Masse, z. B. dem Kalk bei der Karbidfabrikation eine chemische Reaktion eingehen soll.

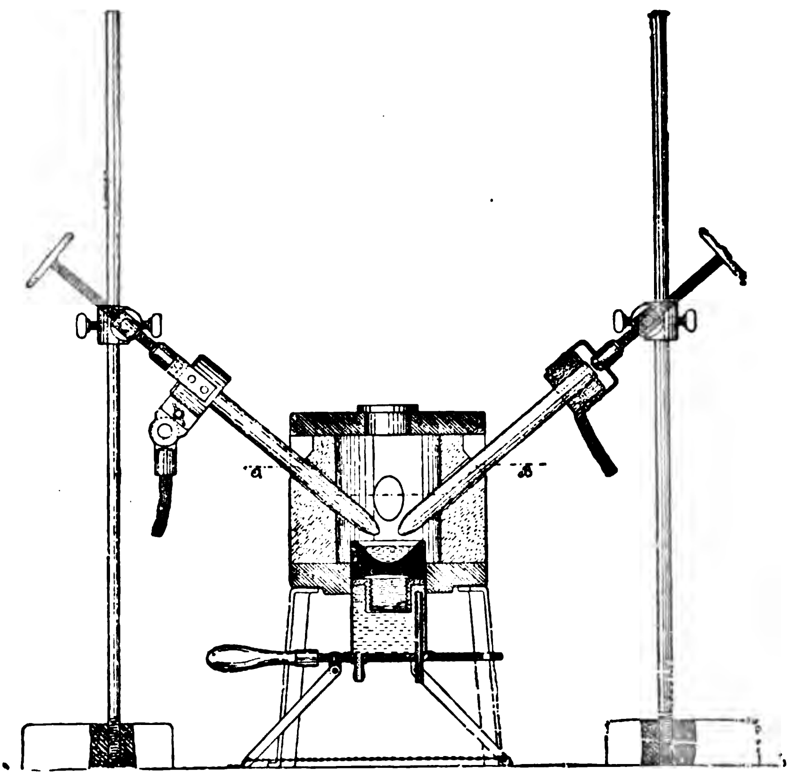
Ein Beispiel der vierten Gruppe, bei welcher sich die zu erhitzenden Körper in einem, durch den Lichtbogen erhitzten Raum befinden, ist in Fig. 299 dargestellt. Dieselbe zeigt die Ausführung eines kleineren Schmelzofens der „Deutschen Gold- und Silberschmiedeanstalt“ vorm. RÖSSLER, Frankfurt a. M. Die beiden Elektroden sind an kräftigen, mit Universalgelenk versehenen Stativen befestigt und können durch am oberen Ende angebrachte Schraubenspindeln genau eingestellt werden, bezw. nach erfolgter Abnutzung nachgeschoben werden. Die Stromzuleitung erfolgt durch Kabel am oberen Ende der Elektroden. Der auswechselbare Boden oder Schmelztiegel ist mit einer Wasserkühlung versehen, durch welche das kältere Wasser durch ein längeres Rohr mög-

[1] Ähnliche Ausführungen zeigen die deutschen Patentschriften Nr. 80462, 85021, 85197. — [2] Deutsche Patentschrift Mr. 88364.

lichst nahe der obersten Zone des Kühlmantels zugeführt werden kann, während das erwärmte Wasser am Boden abfließt. Dieser im wesentlichen für kleine Schmelzprozesse bestimmte Ofen ist jedoch vorbildlich auch für größere Ausführungen.

Zur Ablenkung oder Dehnung der Lichtbogenflamme in bestimmten Richtungen wird die Wirkung starker Elektromagnete benutzt wie z. B. in dem Lichtbogenofen von Birkeland und Eyde zur Herstellung von Salpetersäure aus Luft.

Weitere Ausführungen solcher Öfen sind zunächst diejenigen von Moissan, mittelst dessen es dem französischen Gelehrten gelang, schwarze und auch



Figur 299.

klare Diamanten herzustellen und auch Kalk, Magnesia, Kieselsäure usw. zu schmelzen bezw. zu verflüchtigen.

Nach Borchers[1] gelten für die Lichtbogenlängen, die Kohlenstärken, den Stromverbrauch usw. die in den folgenden Tabellen angeführten Werte.

Elektromotorische Kraft in Volt	Stromstärke in Ampere	Energieverbrauch in Watt	Kohlenquerschnitt im ganzen qmm	Kohlenquerschnitt per Ampere qmm	Lichtbogenlänge in mm
39	5,0	195	38	7,6	3,0
46	8,6	395	95	11	3,0
49	12,3	602	165	13	3,5
49	11,1	543	165	14	4,1
47	13,1	615	111	8	5,1
48	18,1	868	203	11	5,5
48,5	20,0	970	203	10	7,0
49	21,8	1068	203	9	7,5

[1] a. a. O. p. 60 u. 61.

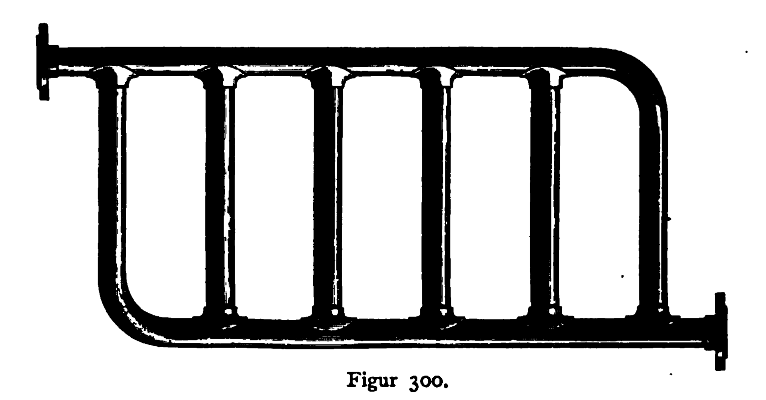
Für 500 Volt gilt die folgende Tabelle, welche ebenso wie die obige Tabelle zeigt, daß die Lichtbogenlänge, nachdem die zur Aufrechterhaltung des Bogens erforderliche Kraft erreicht ist, von der Stromstärke abhängt.

Stromstärke in Ampere	Energieverbrauch in Kilowatt	Höchste Entfernung der Pole beim Überspringen in mm	Geringste Entfernung der Pole, bei welcher beim Öffnen des Stromkreises kein Lichtbogen entsteht in mm	Länge des dauernden Lichtbogens in mm
10	5	6	6	25
20	10	12	18	51
30	15	30	51	68
40	20	51	57	81
50	25	57	64	90
60	30	77	82	94
70	35	77	86	102
80	40	86	91	104
90	45	90	97	112
100	50	96	102	114

Die Temperatur des Lichtbogens beträgt nach neueren Messungen bezw. Beobachtungen in der nächsten Nähe des positiven Pols etwa 3500° C., während die Temperatur im Bogen selbst 3500—4000° betragen soll, an der Kathode dagegen wesentlich geringer ist, nämlich nur 270° C.[1]

§ 2. Heiz- und Kochgefäfse.

Das Gemeinsame aller dieser Einrichtungen und Apparate besteht in der Anwendung eigenartig geformter Rohrschlangen, sogenannter Heizschlangen, welche je nach den in den Gefäßen zur Verwendung kommenden Flüssigkeiten aus Kupfer, Eisen, Stahl, Blei oder Zinn, seltener aus Ton oder Porzellan hergestellt sind.

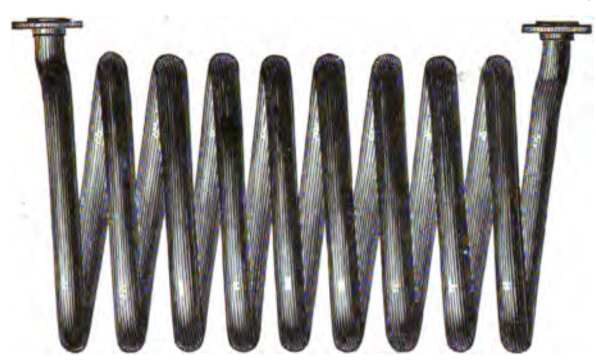


Figur 300.

Die hauptsächlichsten charakteristischen Formen dieser Heizschlangen sind in den Figuren 300—306 dargestellt und ohne weiteres verständlich. Wie zu ersehen, erfolgt bei denselben der Ein- und Austritt der Heizflüssigkeit (Dampf, Warmwasser, Luft, Öl usw.) entweder auf derselben Seite der Gefäße, oder dieselbe tritt unten ein

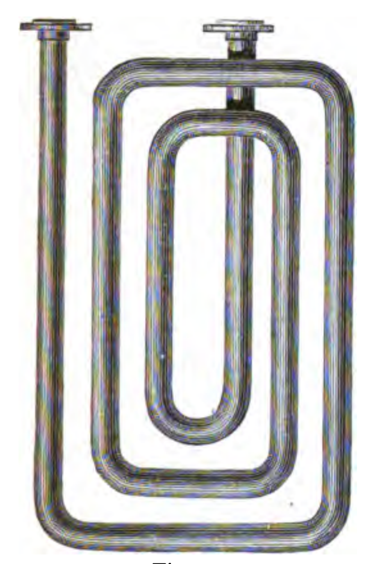
[1] Näheres s. Handb. der angew. phys. Chemie: F. Haber, physikal. chem. Technologie der Verbrennung und Heizung mit einschl. der Elektrothermie. — do.: R. Lorenz, Feuerflüssige Elektrolyse. — Haber, Grundriß der techn. Elektrochemie. — Ahrens, Elektrochemie. 1903. — Borchers, Elektrometallurgie. 3. Aufl. 1903.

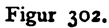
und am oberen Ende aus, wodurch eine natürliche Zirkulation der heißeren, also leichteren Flüssigkeit von unten nach oben stattfindet. Die Schlangen können ent-



Figur 301.

weder in die Gefäße selbst im Innern eingesetzt oder auch in den Mantel derselben eingebaut sein. Die Ausführungen der Gefäße mit und ohne Rührwerk, offen oder



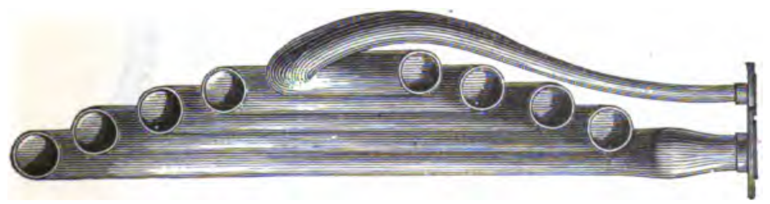


Figur 302.



Figur 303.

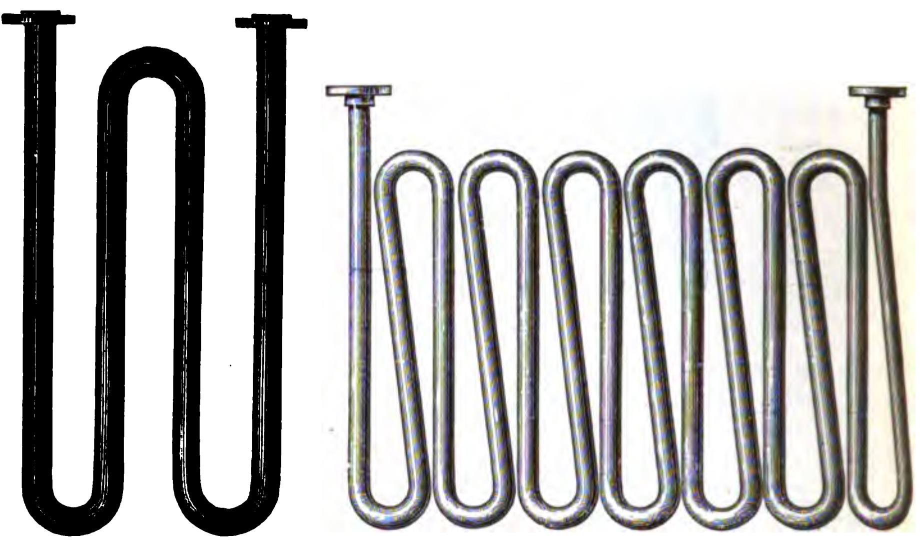
geschlossen, feststehend oder beweglich, für normalen Luftdruck oder Vakuum- oder hohen Überdruck bestimmt, mit oder ohne besonderen Heizmantel (für



Figur 304.

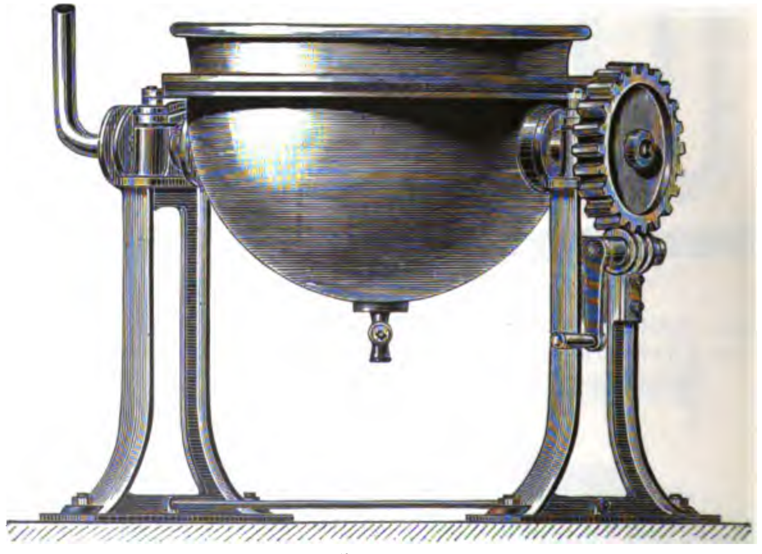
Dampf, heißes Wasser, Öl usw.) ausgerüstet, sind je nach dem Verwendungszweck außerordentlich verschieden und sollen nur einige Formen derselben im folgenden besprochen werden.

In den Figuren 307—309 sind zunächst einige Kippkessel der Firma C. HECKMANN[1] abgebildet, deren letzterer mit einem durch eine vertikale Welle beweglichen Rührwerk und Heizmantel versehen ist.



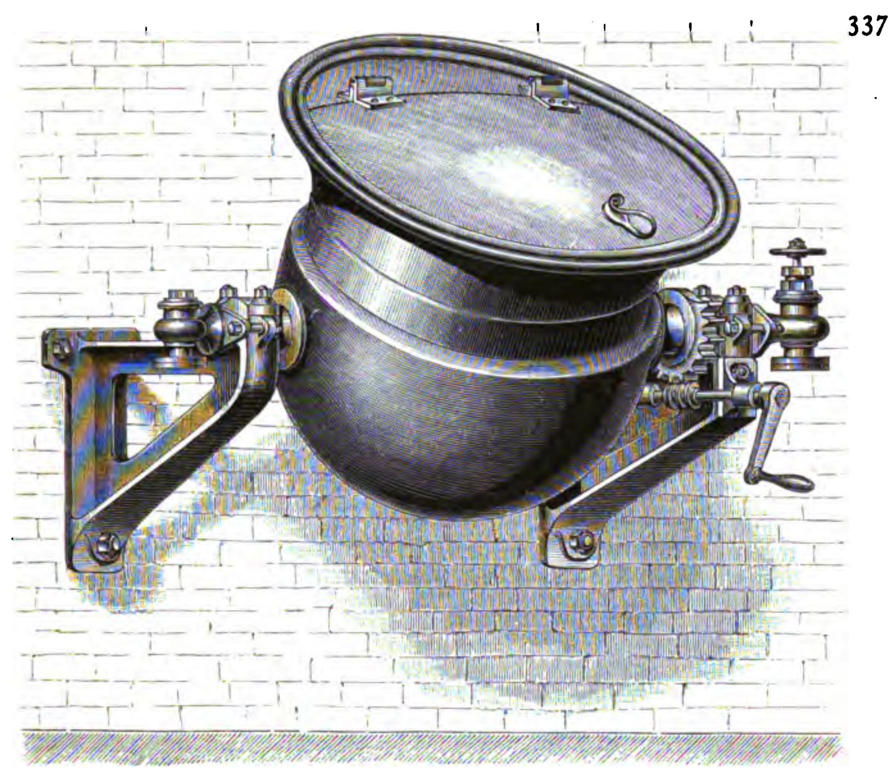
Figur 305. Figur 306.

In Figur 310 ist ein feststehender, sogenannter Ölbadkessel der früheren Firma Eisengießerei und Maschinenfabrik TH. & AD. FREDERKING in Leipzig-Lindenau mit eingegossenen Heizspiralen dargestellt, welche jetzt von der Sangerhäuser Maschinenfabrik ausgeführt werden. In die gußeisernen Wandungen desselben sind starkwandige schmiedeeiserne Rohre so eingegossen, daß



Figur 307.

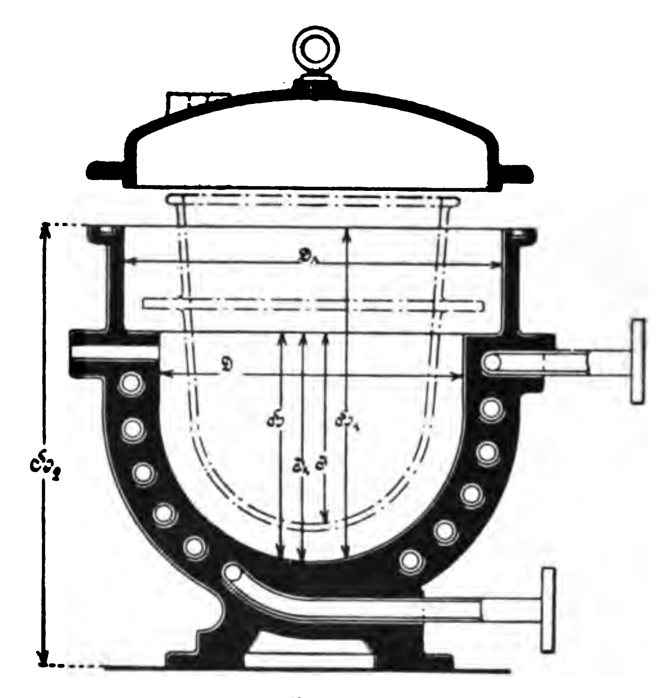
[1] Berlin SO., Görlitzerufer 9.



Figur 308.

Figur 309.

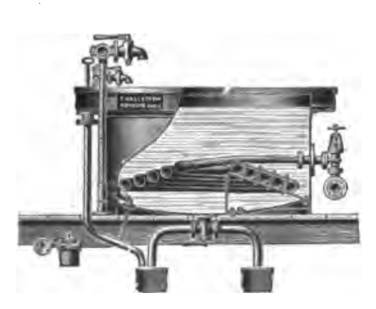
Guß- und Schmiedeeisen eine engverbundene Masse bilden, wodurch eine außerordentliche Festigkeit erzielt wird und diese Kessel sehr hohen Spannungen des Heizmittels ausgesetzt werden können. In das Innere der Kessel, welche durch Deckel verschlossen werden, können noch besondere Einsätze aus Metall, Ton,



Figur 310.

Porzellan, Glas usw. eingebracht werden, in welchen erst der Koch-, Heiz- oder Schmelzprozeß ausgeführt werden kann. Die genannte Firma führt diese Kessel für einen Inhalt des inneren Einsatzes von 15—105 l aus.

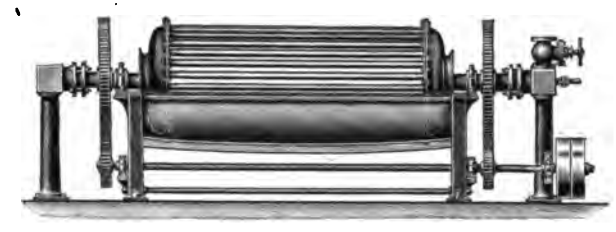
Die Ausführung eines solchen Kochgefäßes zum Aufkochen und Einsieden von Zuckersäften, speziell für Rohrzucker der Firma F. Hallström in Nienburg a. S. ist in Figur 311 abgebildet. Die Pfannen sind mit Zulauf für den Rohsaft und für Wasser sowie mit einer am oberen Rande angebrachten ringsherum laufenden Schaumrinne, in welche der sich bildende Schaum abgeschöpft wird und durch einen besonderen mit Stöpselverschluß versehenem Schaumablaß nach unten geführt werden kann, versehen. Am Boden des mit einer Dampfschlange, Dampfeinlaßventil, Kondensationswasserabfluß versehenen Gefäßes befindet sich ein zweiwegiger Hahn, um nach links den Schaum, nach rechts den fertig gekochten Zuckersaft ablassen zu können. Der Dampfeintritt erfolgt hier an der höchsten Stelle der Schlange und der Kondenswasserabfluß an der tiefsten, in dessen erfolgt die Zirkulation zur Genüge, da die Schlange nahe dem Boden der Pfanne angebracht ist, ohne daß ein besonderes Rührwerk erforderlich ist.



Figur 311.

Eine Ausführung derselben Firma, welche gleichfalls zum Eindicken von

Rohrzuckersaft dient, die sogenannte verbesserte WETZELsche Pfanne ist in Figur 312 dargestellt. Dieselbe wird an Stelle der offenen Verdampfspfannen verwendet und hat diesen gegenüber den Vorteil, daß die Verdampfung bei einer viel niedrigeren Temperatur beendet ist, als dies in offenen Pfannen möglich ist, wodurch ein Anbrennen des Zuckers ausgeschlossen ist. Ferner ermöglicht die große Heizfläche, zur Beheizung niedrig gespannte Dämpfe zu verwenden. Für gewöhnlich wird der Abdampf der vorhandenen Dampfmaschinen hierzu benutzt.



Figur 312.

Die eigentliche Pfanne wird von einem Gefäß gebildet, das von zwei gußeisernen, durch Winkeleisen miteinander verbundenen Böcken getragen wird. Die Heizvorrichtung besteht aus zwei Heizkörpern, in deren Böden die kupfernen oder messingnen Heizrohre befestigt sind und die je einen hohlen, gußeisernen, mit Stopfbüchse gedichteten Zapfen tragen. Die Drehung der ganzen Heizvorrichtung erfolgt durch zwei Zahnräderpaare, von denen die Antriebräder auf einer durchgehenden Welle sitzen. Durch diese Anordnung wird vermieden, daß die Heizrohre auf Torsion beansprucht werden.

§ 3. Abdampf- und Verdampfapparate, Vakuumverdampfer.

Findet das Verdampfen derartig energisch statt, daß sich bereits in den Abdampfspfannen Kristalle ansetzen, so sind diese Apparate mit Vorrichtungen zu versehen, welche ein Ansetzen derselben am Boden der Pfanne möglichst vermeiden sollen, und mit solchen Anordnungen, welche für ein Fortschaufeln der Kristalle aus den Abdampfspfannen bereits während des Betriebes sorgen.

Eine Einrichtung, welche zunächst ein energisches Umrühren der in der Pfanne befindlichen Flüssigkeit, aber auch ein Loskratzen etwaiger Kristalle vom Boden der Pfanne bezwecken soll, ist in Figur 313 wiedergegeben, welche eine Ausführung der oben genannten Firma Sangerhäuser Aktien-Maschinenfabrik darstellt. Das umlaufende Rührwerk, welches sich auf einer stehenden Welle befindet, trägt zwei liegende Arme, welche durch Kegelräder fortwährend gedreht werden. Eine andere Ausführung einer Abdampfvorrichtung ist die THELENsche Pfanne, eine halbzylindrische längliche Mulde, welche durch einen Dampfmantel geheizt wird, in deren Zylinderachse eine lange, mit vier Armkreuzen versehene Welle angeordnet ist. An den Enden der Armkreuze befinden sich vermöge ihres Eigengewichtes stets lotrecht niederhängende Schöpfschaufeln, welche beim Umlaufen des Armkreuzes die am Boden der Pfanne sich ansetzenden Kristalle abschaben, emporheben und über den Rand der offenen Pfanne in eine seitlich daneben angebrachte Sammelrinne auswerfen.

Die Ausführung einer kompletten Eindampfanlage der oben genannten Firma ist in Figur 314 dargestellt.

Die Heizung erfolgt hierbei indirekt durch stark überhitztes Wasser. Die genannte Firma gibt über dieses eigenartige System folgendes an.

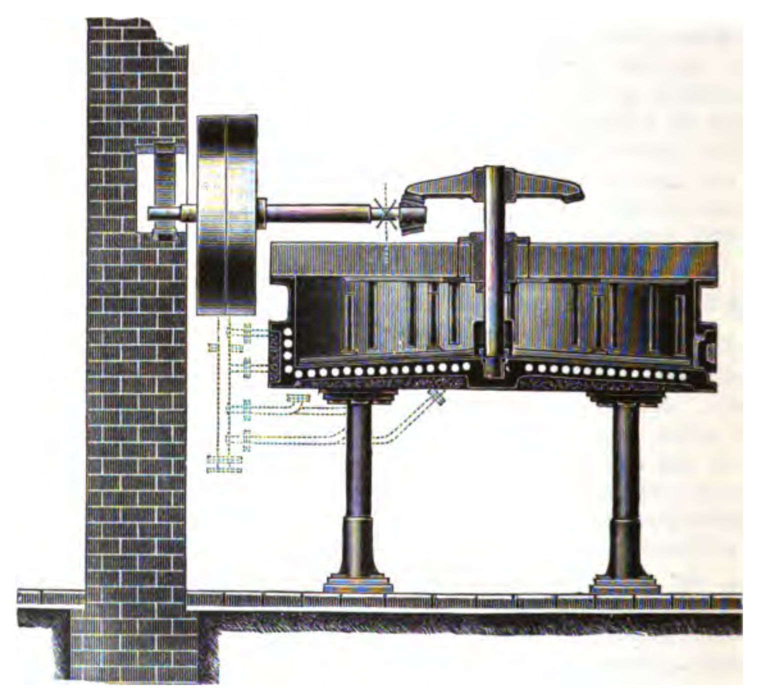
Heißwasseranlagen in Verbindung mit Patentgefäßen nach dem System FREDERKING empfehlen und bewähren sich überall da bestens, wo in offenen Gefäßen oder unter Druck oder Vakuum bei hohen Temperaturen eingedampft, geröstet, geschmolzen, gekocht, destilliert oder getrocknet werden soll.

Sie sind also überall dort anzuwenden, wo Heizdampf zur Erreichung bestimmter hoher Temperaturen nicht genügt und wo eine direkte Beheizung mit Feuer

nicht angewendet werden kann. Mit Heißwasserheizung können Temperaturen bis 400° C in den Gefäßen erreicht werden. Da der Raum, in welchem der Wasserüberhitzer aufgestellt ist, vollständig von dem Arbeitsraum getrennt werden kann, so ist bei der Verarbeitung von leicht entzündbaren oder explosiven Stoffen jede Feuers- und Explosionsgefahr ausgeschlossen. Die Leitungen des Heißwassers bilden mit den in den Wandungen der Gefäße eingegossenen Rohren ein geschlossenes Rohrsystem und bedürfen die Heißwasseranlagen deshalb keinerlei behördlicher Konzession.

Die glatten Innenwände der gußeisernen Patentgefäße gestatten ein leichtes Reinigen und die Anwendung eines Rührwerkes.

In der in Figur 314 dargestellten Heißwasseranlage ist *A* ein geschlossener Trocken- oder Röstapparat mit Rührwerk, *B* ein Verdampfer für schwer siedende



Figur 313.

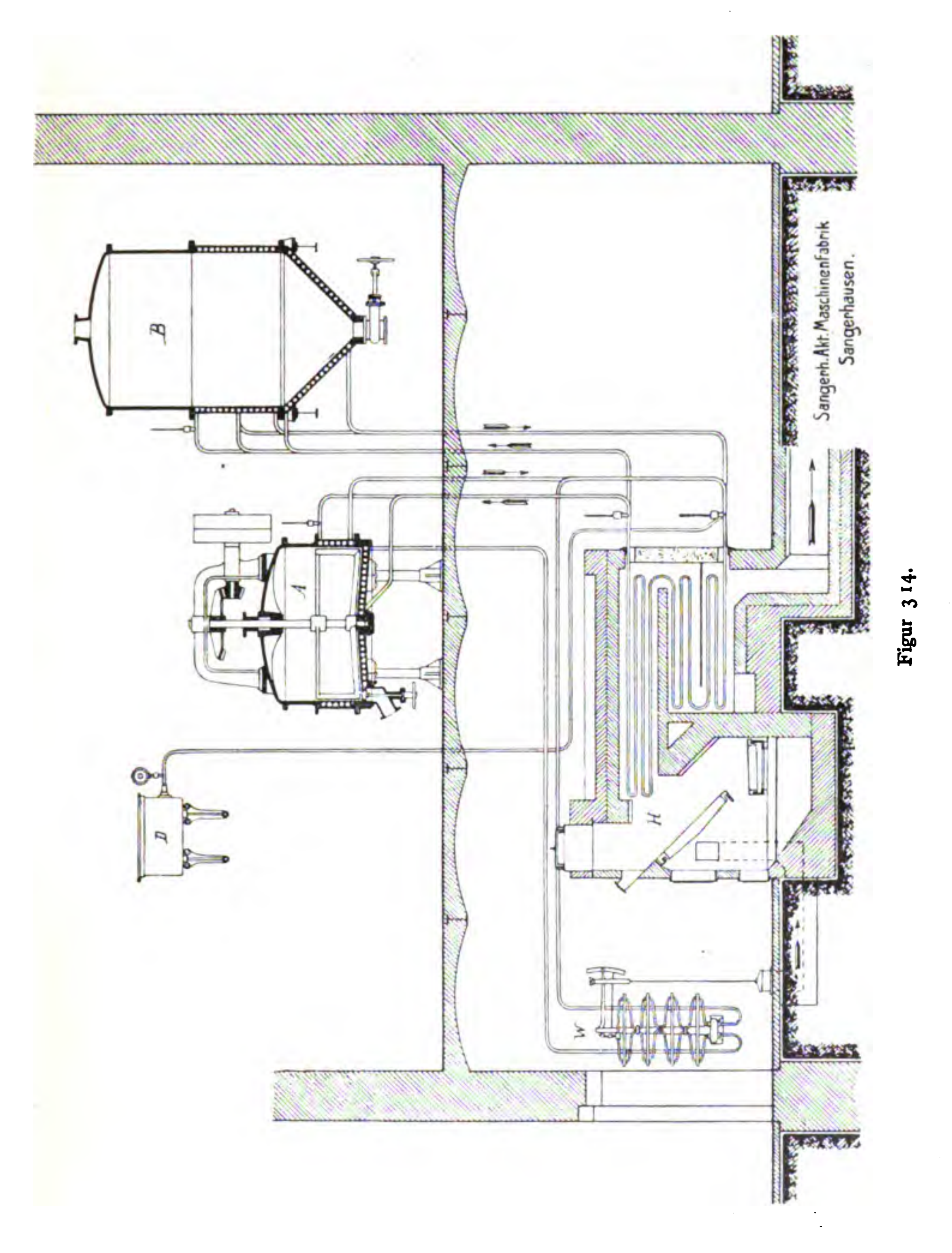
Flüssigkeiten. *H* stellt den Ofen dar, in welchem das Heißwasser überhitzt wird. Ein Apparat von besonderer Wichtigkeit ist *W*, der Wärmeregulator. Beeinflußt von der Temperatur des zirkulierenden Wassers reguliert er die Verbrennung auf dem Rost und somit die Temperatur des Heißwassers. Ein Überhitzen oder Verbrennen des zu verarbeitenden Stoffes kann dadurch niemals eintreten. Der Druckregulator *D* ist ein Apparat zur Regulierung des Druckes in der Heißwasserleitung.

Ausgeführt sind solche Heißwasseranlagen in Verbindung mit Patentgefäßen, System FREDERKING, z. B.:

Für chemische Produkte in den Höchster Farbwerken, Höchst a. M., in der Gewerkschaft Messel, Messel bei Darmstadt, bei GEBR. KLUG, Dehnitz bei Wurzen, in der Hüstener Gewerkschaft, Bruchhausen bei Hüsten, sowie speziell für Gipsröstung in den Vereinigten Gipswerken in Ellrich am Harz.

Die Vakuumverdampfapparate.

Einen der größten Fortschritte in der Ausführung der zum Verdampfen dienenden Apparate bildete die Einführung der Vakuumverdampfung in die Großindustrie.



Figur 314.

Da mit zunehmendem Vakuum der Siedepunkt des Wassers bezw. aller Flüssigkeiten beträchtlich sinkt, für Wasser z. B.:

bei einem Druck von 1 kg pro qcm 99,09° C.
„ „ „ „ $^1/_2$ Atm. 80,9° C. und
„ „ „ „ 0,1 Atm. nur 45,58° C.,

so folgt hieraus, daß bei genügend hohem Vakuum Siedetemperaturen benutzt werden können, welche wesentlich niedriger, als die gewöhnlichen Siedetemperaturen des Wassers liegen, daher einmal hierdurch eine nicht unwesentliche Wärmeersparnis erzielt wird, andererseits aber auch nur hierdurch die Möglichkeit geschaffen ist, Verbindungen (namentlich organische) abzudampfen, deren Siedepunkt weit unter 100° liegt, während dieselben bei höheren Temperaturen, z. B. bei 100° C. sich zersetzen würden. Die Siedetemperatur der meisten Flüssigkeiten sinkt in den Vakuumapparaten um 40° C. und mehr.

Man unterscheidet bei diesen Apparaten sogenannte Zweikörper- oder Double-effet-Apparate oder Dreikörperapparate oder sogenannte Triple-effet-Apparate.

Das Gemeinsame in der Wirkungsweise dieser Apparate ist folgendes:

Der in den ersten Körper eingeführte Dampf treibt aus dem Inhalt desselben, indem er ihn zum Kochen bringt, die Flüssigkeit aus, wobei die sich entwickelnden Dämpfe am oberen Ende des ersten Körpers abgeführt werden und zur Heizung des zweiten Körpers dienen. Die in diesem erzeugten Dämpfe können wieder in einen dritten Körper eingeführt werden, um hier ebenfalls bei entsprechend niedriger Temperatur abzudampfen. Das Produkt dieser Verdampfung wird von dem letzten Körper dem das Vakuum in dem ganzen Apparat herstellenden Kondensator zugeführt.

Die Füllmasse des Apparates fließt infolge der Saugwirkung des Kondensators aus dem ersten Körper in den zweiten, von hier aus in den dritten.

In Figur 315 ist ein Apparat ersterer Anordnung, also ein Zweikörperapparat, nach Ausführung der Firma C. Heckmann in Berlin, abgebildet.

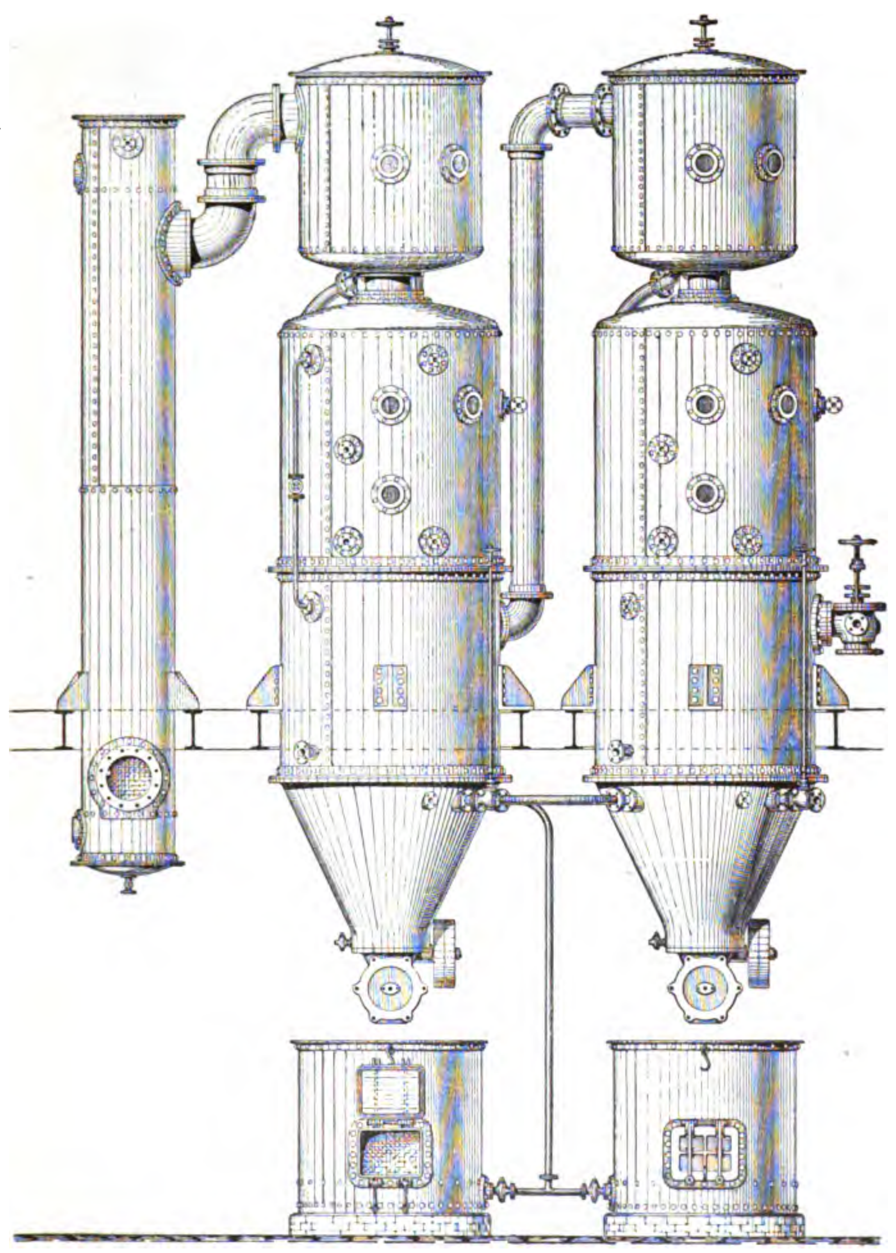
Dieser Apparat ist zum Abdampfen von Salzlauge, welche Kristalle abscheidet, bestimmt und am oberen Ende mit einer Schaumabscheidevorrichtung versehen. Die Salzabscheidung findet fortwährend statt, und sammeln sich die Salze in einem am unteren Ende des Apparates befindlichen Trichter, von wo sie durch eine Abscheidevorrichtung mit luftdichtem Abschluß in einen darunter befindlichen Salzsammler mit Nutschfiltereinrichtung eingefüllt werden. Aus dem zweiten Apparat gelangen die Dämpfe in einen Vorwärmer, in welchem die in denselben noch enthaltene Wärme nutzbar gemacht wird, und von hier in den Kondensator.

Ein Dreikörperapparat ist in Figur 316 dargestellt, welcher gleichfalls von der vorgenannten Firma ausgeführt wird. Der Dampfeintritt erfolgt in den ersten, rechtsgelegenen Körper durch das etwa in der Mitte befindliche Dampfeinlaßventil. Die Dampfleitung enthält mehrere Schieber, wodurch es ermöglicht ist, entweder alle drei Apparate nacheinander zu benutzen, oder den ersten, zweiten oder dritten Körper zu Reinigungszwecken gänzlich auszuschalten und die Anlage nur als Zweikörperapparat zu benutzen.

Die aus dem letzten Körper abziehenden Dämpfe gelangen noch in einen Saftvorwärmer und von hier zu dem Kondensator. Dieser Apparat ist speziell zum Eindicken von Zuckersäften bestimmt. Sämtliche Körper sind mit den erforderlichen Armaturen, Schaugläsern, Wasserstandszeigern, Vakuummanometern, Probierhähnen, Lufthähnen oder Butterhähnen versehen. Die letzteren, mit einer trichterförmigen Einlaßöffnung versehen, haben den doppelten Zweck:

1. Luft einzulassen, um nach erfolgtem Verdampfen den Inhalt abzudrücken,
2. um in die trichterförmige Gestalt des Hahnes etwas Fett, Butter oder dergleichen einzufüllen. Nach Öffnen des Hahnes drückt der äußere Luftdruck das Fett in das Innere des Körpers. Hierdurch erreicht

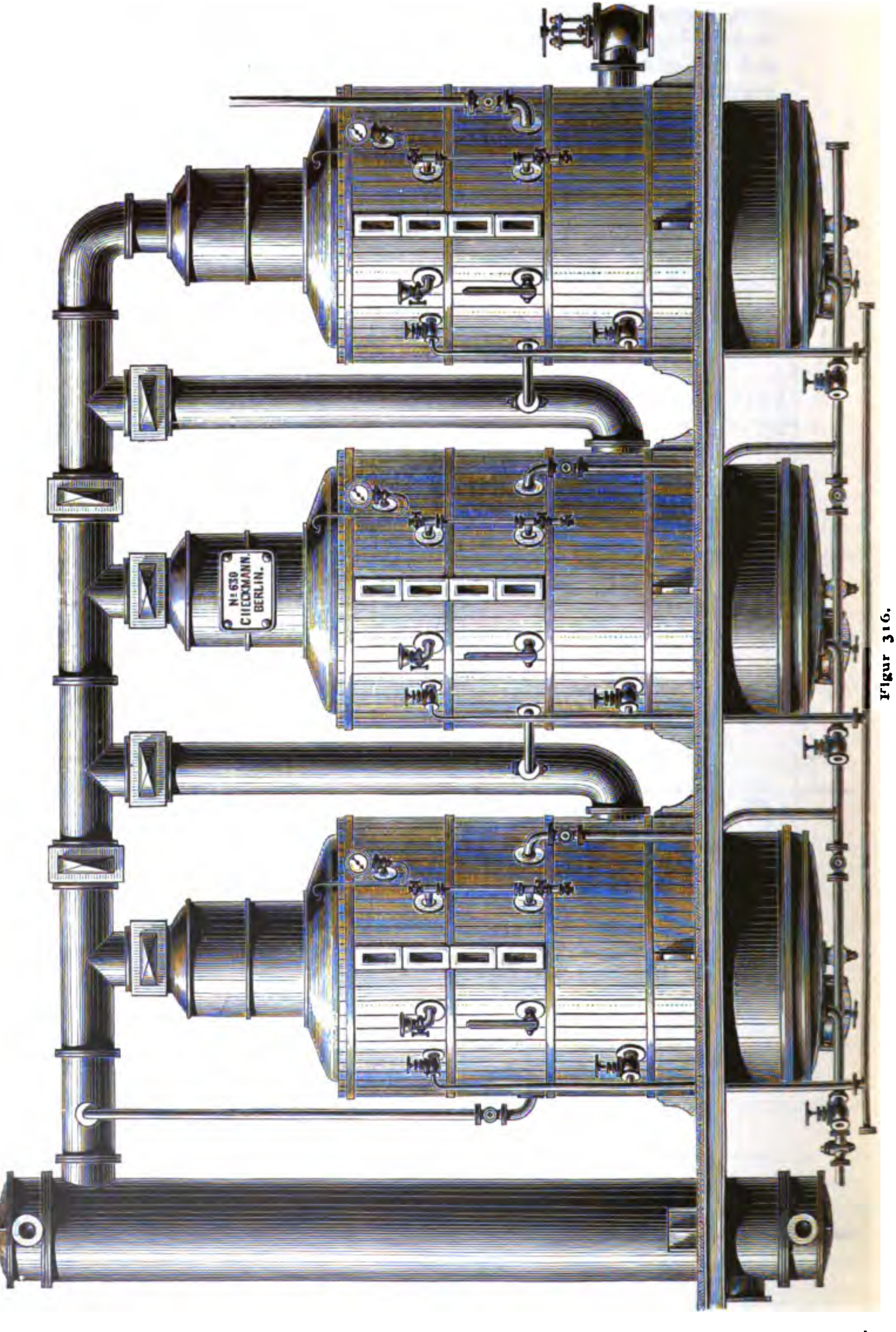
man, wenn die Füllmasse stark schäumt und so die Beobachtung der inneren Vorgänge sehr erschwert oder fast unmöglich gemacht wird, daß die schäumende und wallende Oberfläche der Füllmasse vollständig geglättet wird.



Figur 315.

Für die theoretische Beurteilung der Vorgänge in den Vakuumverdampfapparaten sind die folgenden Näherungsregeln von Nutzen.[1]

[1] Ausführlicheres hierüber siehe HAUSBRAND, Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. 1899. Verlag von J. Springer, Berlin.



Figur 316.

1. Die Differenz der Siedetemperaturen $(t_f - t_f')$ einer Flüssigkeit bei zwei verschiedenen Drücken dividiert durch die Differenz der Siedetemperaturen einer anderen Flüssigkeit $(t_w - t_w')$ bei denselben beiden Drücken ist für

diese beiden Flüssigkeiten annähernd konstant oder $q = \frac{t_f - t_f'}{t_w - t_w'} =$ konst., woraus sich die Drücke und Temperaturen bei den verschiedenen Flüssigkeiten berechnen lassen.

1. Beispiel.

Siedetemperatur des Quecksilber bei 1 Atm. = 760 mm = 357°
„ „ „ 100 „ = 261°
„ „ Wassers „ 1 „ = 760 „ = 100°
„ „ „ 100 „ = 52°

folglich gilt für Wasser und Quecksilber die Konstante

$$q = \frac{357 - 261}{100 - 52} = \frac{90}{48} = 2.$$

2. Beispiel.

Für Alkohol ist t_f bei 1 Atm. = 78,26°,
für Wasser bei 60 mm Druck t_w' = 40°,

$q = 0{,}904$, also $t_f' = t_f\ q \cdot (100 - t_w') = 78{,}26 - 0{,}904\ (100 - 40^0) = 24{,}02$.

Dies ist somit der Siedepunkt des Alkoholes bei 60 mm abs. Druck oder $= \frac{60}{760} = 0{,}08$ Atm. Druck.

Die folgende Tabelle gibt die Siedetemperaturen und Konstanten für verschiedene Drücke an.

Siedetemperatur t_f.

Stoff	Konstante q	760 mm 0 „	230 mm 526 „	234 mm 621 „	50 absol. Druck 710 mm Vakuum
1. Wasser	—	100	70	60	40
2. Alkohol	0,904	78,26	51,14	42,1	24,02
3. Äther	1,0	34,97	4,97	— 5,03	— 25,02
4. Benzin	1,125	80,36	46,61	35,36	12,86
5. Buttersäure . .	1,228	161,70	124,86	111,6	87,02
6. Glyzerin	1,25	290	252,5	240	225
7. Karbolsäure . .	1,2	178	142	130	104
8. Essigsäure . . .	1,164	119,7	84,6	46,5	19,84

Zwei weitere wichtige Sätze für die Beurteilung dieser Apparate sind die folgenden:

2. Im Beharrungszustand muß die einem Körper zugeführte Wärmemenge gleich sein der aus demselben abgehenden Wärmemenge und
3. das Gewicht des in jedem Körper verbrauchten Heizdampfes ist gleich dem Gewicht des in diesem Körper gebildeten Kondenswassers.

Aus den beiden letzteren Sätzen lassen sich die Gleichungen leicht aufstellen und die Dampfmengen berechnen, wenn die zugeführte einzudickende Flüssigkeitsmenge, die Drücke in den einzelnen Körpern und die entsprechenden Temperaturen in denselben erfahrungsgemäß bekannt sind.

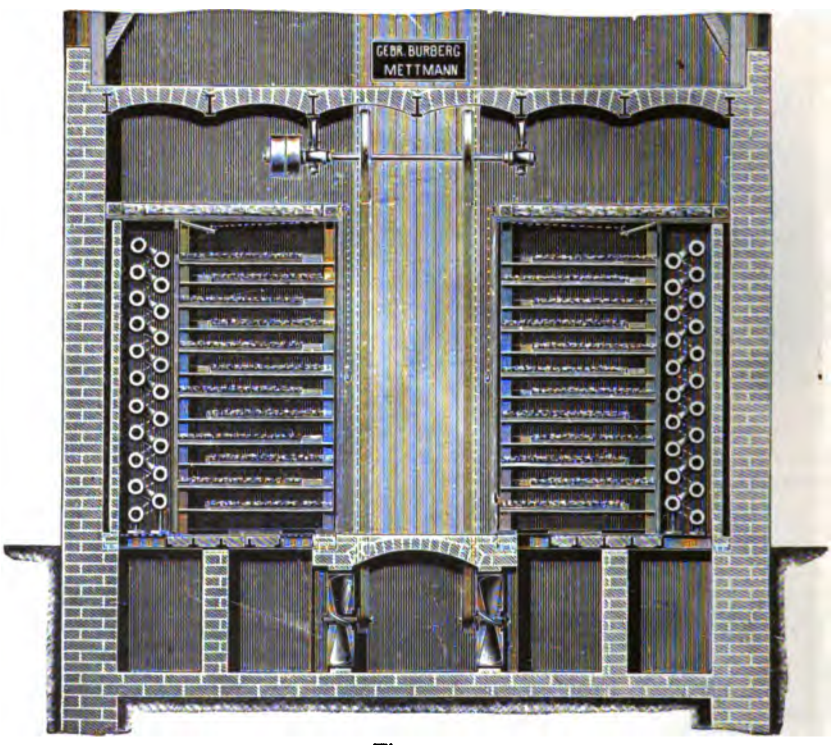
Für überschlägliche Berechnungen lassen sich folgende Werte annehmen.
1 qm Heizfläche verdampft in der Stunde:

a) mit Abdampf . . . . . . aus Wasser 100—110 l,
aus dünnen Laugen 60—70 l,
aus dicken Laugen 30—40 l,

b) mit gespanntem, frischem Dampf aus Wasser 130—175 l,
aus dünnen Laugen 90—100 l,
aus dicken Laugen 40—55 l.

§ 4. Die Trockenapparate.

Bei den meisten chemischen Prozessen verlassen die Fertigprodukte die Apparate im feuchten Zustande und enthalten daher noch beträchtliche Mengen von Feuchtigkeit, Wasser, Laugen, Säuren usw., welche vor der Verpackung der Ware entfernt werden müssen. Zu diesem Zwecke werden die zu trocknenden Waren einer erhöhten Temperatur ausgesetzt, wobei gleichzeitig auf fortgesetzte Einführung frischer, jedoch hocherwärmter Luft und kräftiges Absaugen der aus dem Trockengut in Dampfform abgeschiedenen Feuchtigkeit, des sogenannten



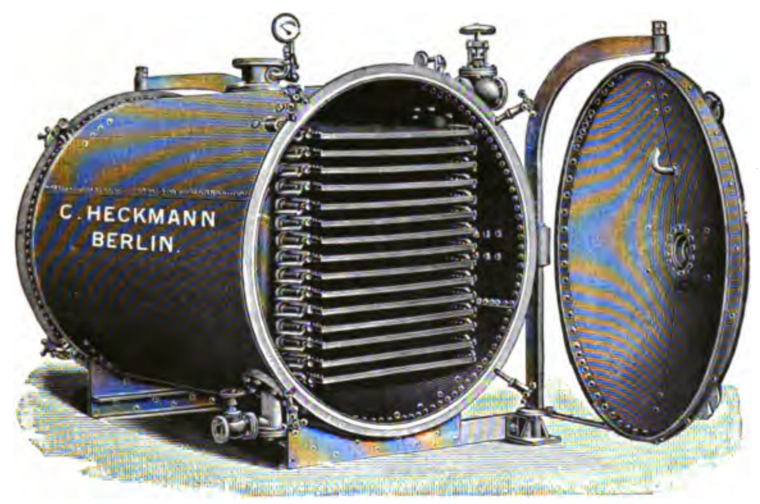
Figur 317.

Schwadens, Bedacht zu nehmen ist. Dies Trocknen kann für viele Chemikalien meistens bei gewöhnlicher atmosphärischer Spannung erfolgen, z. B. für Farbenschlamm, Farbholzextrakte, Holzspäne, Drogen, Gewürze, Ton, Kreide usw.

Bei vielen Stoffen jedoch, welche eine höhere Temperatur nicht vertragen, muß die Trocknung daher bei möglichst niedriger Temperatur erfolgen, und dienen hierzu die Vakuumtrockenapparate, welche meist in Form von zylindrischen oder kastenförmigen, mit starken Rippen versehenen Gefäßen angewandt werden. Namentlich zum Trocknen von Anilin und anderen Farbstoffen, Sprengstoffen, Gummi- und Dextrinlösungen, Fabrikaten der Gummiindustrie, organischen Stoffen, wie Albumin, Stärke, Kleber usw. finden diese Apparate ausgedehnte Anwendung.

Die Anordnung einer Trockenkammer zum Trocknen unter atmosphärischem Druck stellt Figur 317 dar nach Ausführung der Firma Gebr. Burberg

in Mettmann i. W. Zwischen dem zentral angeordneten Kamin zum Abzug des Schwadens liegen zwei oder mehrere, möglichst gut isolierte, mit je zwölf Rosten zum Auflegen der das Trockengut enthaltenden Blechschalen versehene Kammern, welche von der Stirnwand aus beschickt werden. Seitlich von denselben nach der Außenwand zu liegen die mit frischem oder Abdampf geheizten, schmiedeeisernen Heizschlangen oder Rippenheizkörper, in welche die Luft von unten her eintritt. Am oberen Ende verläßt dieselbe die Kammer durch eine schmale Öffnung nach der daneben liegenden eigentlichen Trockenkammer, streicht hierbei über die, das Trockengut enthaltenen Blechtafeln hin, fällt in der obersten Kammer links, in der zweiten Kammer rechts, in der dritten Kammer wieder links usw. nach unten und zieht unter der untersten Lage in einen im Boden befindlichen, gemauerten Kanal ab. Durch zwei am Eintritt dieser Kanäle in den Kamin befindliche Schraubenventilatoren, welche von einem über der Trockenkammer befindlichen Vorgelege aus angetrieben werden, wird die Luft und der mitgerissene Schwaden in den Kamin gesaugt und ins Freie



Figur 318.

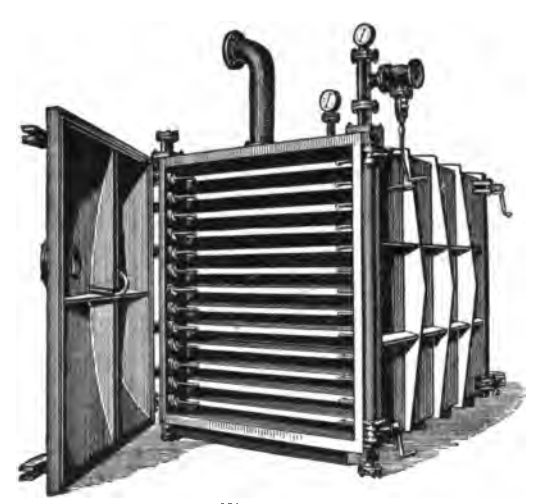
geschafft. Diese Kammern werden in Längen einer jeden Einzelkammer von 1 m Breite und 3,5 m Höhe ausgeführt. Die Leistungen derselben, die Heiz- und Trockenflächen sind aus der beifolgenden Tabelle zu ersehen, in welcher die vierte Spalte die Anzahl der übereinander liegenden Kammern bezeichnet.

Nr.	Kammer			Anzahl der Kammern	Ungefähre Leistung pro Tag bei Farbenschlamm, in trockener Ware	Heizfläche in qm	Trockenfläche in qm
	Länge m	Breite m	Höhe m		kg	etwa	etwa
1	1	1	3,5	5	1000	100	60
2	1	1	3,5	10	2000	200	120
3	1	1	3,5	20	4000	400	240
4	1	1	3,5	30	6000	600	360
5	1	1	3,5	40	8000	800	480
6	1	1	3,5	50	10000	1000	600

Die Ausführung eines Vakuumtrockenschrankes der Firma C. Heckmann, Berlin, zeigt Figur 318. In dem zylindrischen, luftdicht durch einen Deckel

verschließbaren Gefäß sind 15 Heizplatten übereinander angeordnet, welche an eine gemeinsame Heißwasser-, Hochdruckdampf- oder Abdampfleitung angeschlossen sind. Durch ein am oberen Teil des Trockenschrankes befindliches Abzugsrohr ist die Verbindung mit der Vakuumpumpe zum Absaugen des Schwadens hergestellt. Der Dampfeintritt erfolgt von oben durch ein Dampfventil, der Abfluß des Kondensationswassers am unteren Ende. Die an beiden Seiten befindlichen Deckel oder Türen sind in kräftigen schmiedeeisernen Armen aufgehängt, so daß sie leicht, schnell und sicher entfernt werden können.

Für empfindliche Stoffe, welche bei sehr niedrigen Temperaturen, z. B. 60—80° C. getrocknet werden müssen, z. B. Albumin, wird Abdampf von entsprechender Temperatur verwandt, während dagegen für schwer zu trocknende Substanzen hochgespannter Dampf bis zu 5 Atm. in diesen Apparaten Anwendung finden kann. Die Heizplatten erhalten je nach dem geforderten Dampfdruck 5—8 mm Blechstärke, sind am Rand dicht genietet und in der Mitte durch eingenietete Flacheisenstreifen in kurzen Entfernungen versteift. Diese Schränke werden von der genannten Firma für Heizflächen von etwa 10—75 qm bei 8, bezw. 15 Platten, einem freien Abstand zwischen denselben von 60 bis 80 mm ein- und zweitürig in Größen von 1×1,25 bis 2×3 m gefertigt.



Figur 319.

Einen Vakuumtrockenschrank der Firma Emil Passburg, Berlin, stellt Figur 319 dar. Derselbe besteht aus einem guß- oder schmiedeeisernen Kasten oder Zylinder, welcher von einer oder beiden Seiten durch eine Tür hermetisch dicht abgeschlossen werden kann.

Dieser Kasten oder Zylinder besitzt im Innern in mehreren Etagen übereinander angeordnete, geschlossene Heizplatten oder Heizschlangen (auch für Warmwasserheizung), in welchen Ein- und Ausgangsstutzen für den Heizdampf oder das Heizwasser dampfdicht befestigt sind. Diese Heizplatten werden in der Regel für einen Druck von 5 Atm., die Heizschlangen für einen höheren Druck gebaut.

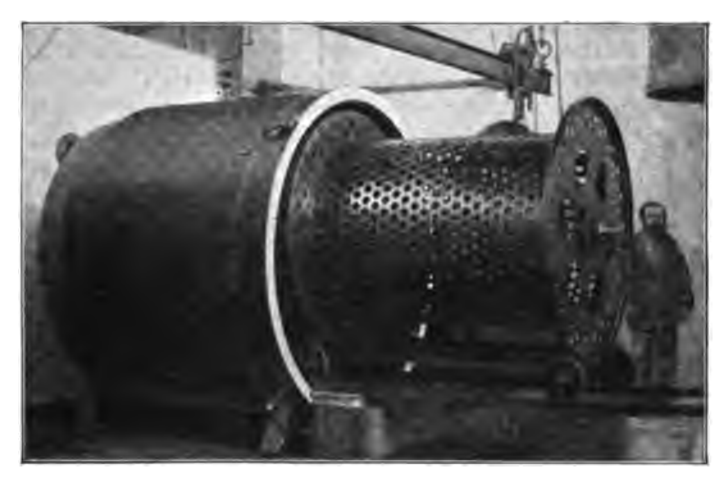
Auf denselben ruhen eiserne, kupferne, verzinkte oder tönerne Schalen. durchlochte Bleche oder Wagen, welche das zu trocknende Material enthalten. Nachdem die mit Gummidichtung versehene Tür des Appartes geschlossen ist, wird mittelst einer Luftpumpe ein hohes Vakuum von 700 mm Quecksilbersäule oder darüber im Apparat erzeugt, während Retourdampf oder direkter Dampf resp. warmes Wasser die Heizkästen oder Heizschlangen durchstreicht. Schon bei Erwärmung des Trockengutes auf eine verhältnismäßig recht niedrige Temperatur, etwa 35° C., kocht das Wasser in dem entsprechenden Vakuum lebhaft aus den Materialien heraus, wobei diese schnell trocknen.

Selbst sehr schwer zu trocknende Substanzen, welche nach anderen Methoden tagelang trocknen müssen oder überhaupt nicht getrocknet werden können, sind in diesen Apparaten meistens schon im Verlauf einiger Stunden trocken, ohne daß die Stoffe irgendwie durch Überhitzung leiden.

Die Beschickung des Apparates ist einfach und bequem, der Betrieb sehr reinlich und zuverlässig. Die Temperatur wird durch einfache Ventilstellung

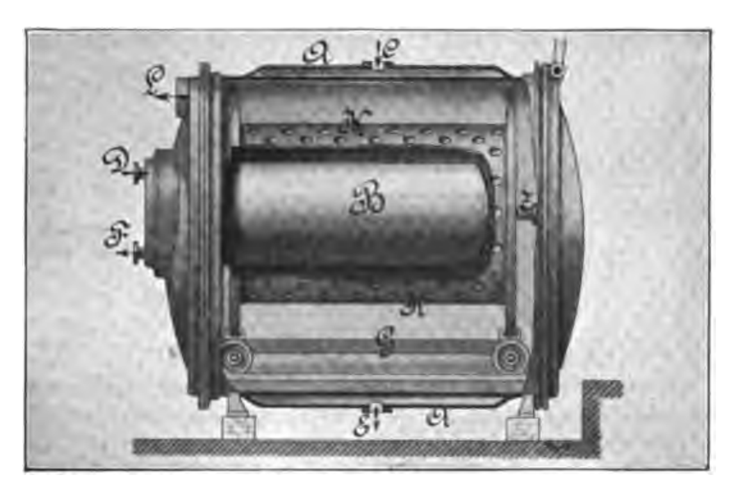
an der Dampfleitung reguliert. Bei Warmwasserheizung und unter Verwendung einer Vakuumpumpe für hohe Luftleere kann die Verkochung des Wassers der zu trocknenden Materialien schon bei 17° C. bewirkt werden.

Diese Apparate arbeiten sämtlich mit einem äußerst geringen Dampfverbrauch. In der Regel sind nur 1,2 kg Heizdampf erforderlich, um 1 kg Wasser aus den



Figur 320.

erwärmten Substanzen zu verdampfen. Hierbei ist die Betriebskraft der Luftpumpe eingeschlossen in Fällen, wo der Retourdampf des Dampfzylinders der Pumpe zu Heizzwecken verbraucht wird. Ein derartig sparsamer Dampfverbrauch ergibt sich nur bei der Trocknung unter Vakuum.

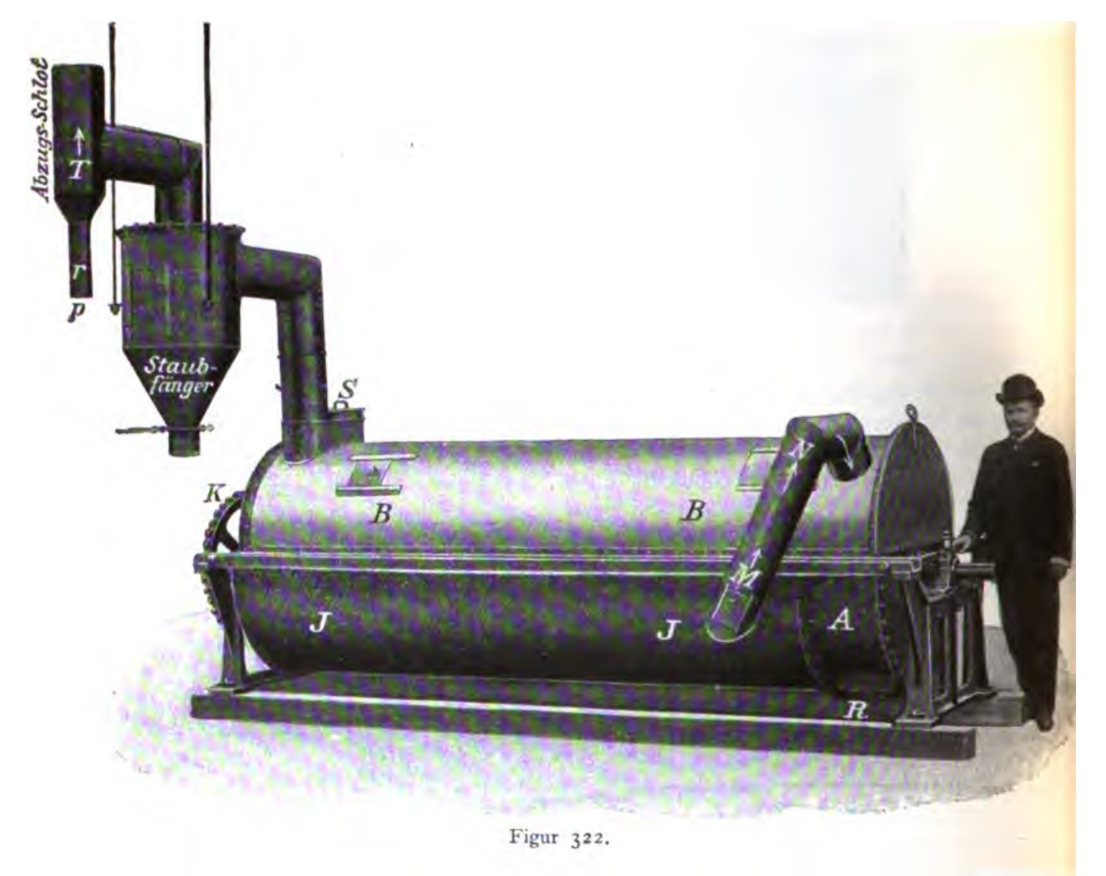


Figur 321.

Zum Trocknen von elektrischen Kabeln wendet die Firma JULIUS PINTSCH, Berlin O, Andreasstraße 72—73, Vakuumtrockenapparate an, welche mit überhitztem Dampf beheizt werden. Bei denselben sind die aufgewickelten Kabel von beiden Seiten innen und außen durch Heizflächen erwärmt. Der Apparat, von welchem Figur 320 eine Ansicht mit herausgefahrener Kabeltrommel und Figur 321 einen Schnitt durch denselben zeigt, besitzt einen zylindrischen ge-

schweißten Doppelmantel *A* und einen in das Innere der Kabeltrommel *K* hineinragenden, gleichfalls geschweißten Heizkörper *B* zum Zweck, den Kabeln auch vom Innern der Trommel aus Wärme zuzuführen. Ersterer enthält bei *C*, letzterer bei *D* das Heizmittel (meist überhitzten Dampf) zu- und bei *E* bezw. *F* abgeführt. Bei *L* ist die Luftpumpe mit zwischengeschaltetem Kondensator angeschlossen. Die mit Kabeln bewickelte, perforierte Trommel *K* wird auf einem Wagengestell *G* in den Apparat eingefahren. Damit die Trommel über den Heizkörper *B* übergeschoben werden kann, ist der dem Zapfen *Z* gegenüberliegende Zapfen an einem abnehmbaren Kreuz angeordnet.

Der Apparat kann natürlich entsprechend verlängert und dann mit mehreren Kabelspulen beschickt werden, wobei beide Zapfen *Z* an abnehmbaren Kreuzen



Figur 322.

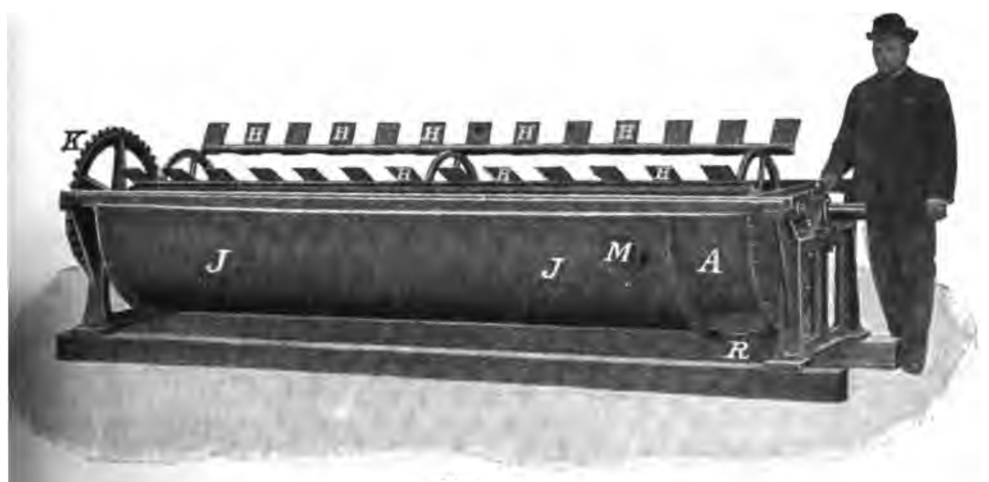
angebracht sein müssen. Um eine Überschreitung einer bestimmten Temperatur zu verhüten, können Einrichtungen zur Abgabe eines Klingelzeichens und zur automatischen Abstellung des Heizdampfes getroffen werden. Die Tür des Apparates kann entweder an einer Laufkatze, Figur 320, oder an einem Kran hängend angeordnet werden.

Zum Trocknen schaufelfähiger und breiiger Materialien aller Art, wie Knochenschrot, Rückstände der Kartoffel-, Mais-, Reis- und Weizenstärkefabriken (Pülpe usw.), sowie derjenigen der Fruchtsaftpressereien, Bier- und Brennereitreber und anderer Futterstoffe, Kartoffeln, Getreide, Sämereien, Rübenblätter und -köpfe, Wurzeln, Rüben, Blutabfälle, Fäkalien, Infusorienerde, Kaffee, Gewürze, Sägespähne, Phosphate, Erden usw., ferner für die verschiedensten Roh-, Zwischen- und Fertigprodukte der chemischen Fabriken, sowie zur Konservierung aller Grün-

futtermittel dienen Muldentrockenapparate mit beständiger Bewegung des Trockengutes. Hierdurch wird eine sehr schnelle Trocknung in beliebig hoch erhitztem, lebhaftem Luftstrome erzielt.

Eine Ausführung dieser Art der vorgenannten Firma JULIUS PINTSCH, System ERNST STORCH, zeigen die Figuren 322 und 323, die erstere in geschlossenem, die letztere im geöffneten Zustande, nach Abnahme des Deckels *B*. Der Apparat besteht im wesentlichen aus einer Mulde *A*, welche mit einem Heizmantel für Dampf- oder Heißflüssigkeitsheizung versehen ist. Dieser erhält an passender Stelle das Heizmittel zu- und abgeführt. Nach oben ist der Apparat durch einen abnehmbaren Deckel *B* (Figur 322), welcher die Einfüllung für das nasse Gut *S* und den Abzugsschlot *T* trägt, abgeschlossen. Im Innern des Apparates rotiert ein beheiztes Rohr *C* oder eine Welle (für größere Leistungen ein beheiztes Röhrenbündel), an welchem Rührschaufeln *H* angeordnet sind. Das Rohr *C* erhält den Dampf oder ein anderes Heizmittel bei *D* zu- und bei *E* abgeführt.

Dieses Rohr *C* mit den Schaufeln *H* wird vermittelst eines Kettenrades *K*



Figur 323.

in Rotation versetzt, wodurch ein kräftiges Durcheinanderschaufeln des zu trocknenden Materials erzielt wird.

Um den Heizmantel herum ist ein zweiter Lufterhitzungsmantel *J* angeordnet, in welchen an dem einen Ende unter der Saugwirkung des Schlotes *T* kalte Luft eintritt. Diese wird durch eingelegte Stege in Windungen an dem Heizmantel entlang geführt, wobei sie sich entsprechend hoch erhitzt, durch Rohr *MN* (Figur 322) in Richtung des Pfeiles *O* in das Innere des Apparates eintritt und diesen in Richtung der Pfeile *O'* lebhaft durchströmt, wobei sie die aus dem Trockengut entwickelten Dämpfe aufnimmt und durch den Abzugsschlot *T* schnellstens abführt.

Hierdurch wird also auch die von dem Heizmantel nach außen abgegebene Wärme für die Trocknung nutzbar gemacht.

Durch die Öffnung *S* wird der Apparat mit einer bestimmten Menge des zu trocknenden Gutes gefüllt, während das Rührwerk bereits in Bewegung ist. Das Gut verteilt sich in kurzer Zeit gleichmäßig im Apparat und nimmt bei der Schaufelung von dem Heizmantel intensiv Wärme auf. Unter Einwirkung dieser Wärme und des lebhaften Luftstromes, welcher den Apparat durchströmt, geht die Trocknung rasch von statten.

R ist ein Entleerungsschieber, durch welchen man nach einer gewissen Zeit eine Probe entnimmt; zeigt sich das Gut noch nicht vollständig trocken, so wird noch eine Zeitlang weitergetrocknet, bis die Probeentnahme vollkommen trockenes Gut zeigt. Hierauf wird der Schieber *R* ganz geöffnet und der Apparat entleert.

Die Entleerung geht rasch von statten und kann mit der Nachfüllung nassen Gutes begonnen werden, bevor sich der Apparat vollständig entleert hat.

Für größere Leistungen werden die Apparate entsprechend länger ausgeführt oder das Rohr *C* wird durch ein geheiztes Röhrenbündel ersetzt; auch können für sehr bedeutende Leistungen mehrere Apparate übereinandergestellt werden, welche dann das Gut nacheinander zugeführt erhalten.

Die Ausführung eines ähnlichen Apparates von E. Passburg zeigt Figur 324, welcher gleichfalls für schaufelfähige Materialien, wie Biertreber, Schlempe, Erd- und andere Farben, Sägespäne, Braunkohle, Torf, Rückstände der Ölmühlen,



Figur 324.

künstliche Dungmittel, Superphosphate, Sand, Produkte chemischer Fabriken usw. Anwendung findet.

Die Heizwirkung bei diesem Apparat ist eine sehr intensive und ergibt eine sehr große Leistungsfähigkeit desselben; der Apparat besteht aus einer mit Dampfmantel umgebenen Mulde, welche durch eine Blechhaube mit Dunstschlot und Einfüllstutzen bedeckt ist. Innerhalb dieser Mulde rotiert eine Heizrohrtrommel mit Schaufelwerk, welche mit direktem Kesseldampf oder Abdampf geheizt wird und die Umschaufelung, sowie den Transport des Trockengutes bewirkt. Der Apparat besitzt einen kontinuierlich arbeitenden Einfüllapparat, welcher die Zuführung des Materials regelt, so daß die Ein- und Ausfüllung des Trockengutes selbsttätig erfolgt.

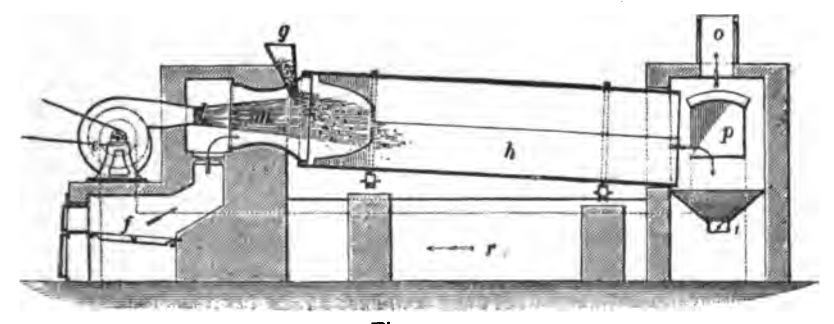
Für besondere Zwecke kann der Apparat jedoch auch derart eingerichtet werden, daß die Beschickung und Entleerung periodisch stattfindet. Die Anwendung des Apparates ist überall dort zu empfehlen, wo es sich um die billige Trocknung schaufelförmiger Substanzen in größeren Mengen handelt. In der Regel ist nur 1,2—1,3 kg Heizdampf erforderlich, um 1 kg Wasser aus den zu trocknenden, erwärmten Substanzen zu verdampfen, und kann der Apparat sowohl mit Abdampf als auch mit direktem Kesseldampf geheizt werden. In ersterem Falle erfolgt unter Umständen die Heizung kostenlos. Zum Betrieb erfordern die Apparate $^1/_2$—3 PS.

Die Leistungen und die Abmessungen dieser Apparate sind aus der nebenstehenden Tabelle, p. 353, zu ersehen.

Ähnliche Trommeln mit rotierenden Heizschlangen finden auch in der Zement- und Tonindustrie gegenwärtig vielfache Anwendung. Meistens ist die Einrichtung jedoch derartig getroffen, daß das zu trocknende Gut in eine gegen die Horizontale schwach geneigte, langsam um ihre Achse sich umdrehende Trommel eingeführt wird, in welche entweder in gleicher oder in entgegengesetzter Richtung die von einer Feuerung kommenden Rauchgase eingeführt werden. Man

Nr. des Apparates	Leistungsfähigkeit Verdampft durchschnittlich in 24 Stunden aus dem zu trocknenden Material mit 70 und 80 % Feuchtigkeit	Dimensionen des Trockenzylinders		Ungefähre Gesamt-Heizfläche	Platz, welchen der Trockenapparat einnimmt			Ungefähres Gewicht des Apparates	Preis ab Maschinenfabrik exkl. Emballage
		Länge	Innerer Durchmesser		Höhe mit Sockel	Breite	Länge		
	kg Wasser	in mm	in mm	qm	m	m	m	kg	Mark
1	**1800**	2215	800	**15**	1,5	1,0	4,0	1800	**2600**
2	**3000**	3915	800	**24**	1,5	1,0	5,8	2800	**4100**
3	**4200**	5000	800	**34**	1,5	1,0	7,0	3500	**4700**
4	**10000**	6000	1300	**81**	2,3	1,8	8,0	9200	**7900**
5	**15000**	7000	1300	**120**	2,3	1,8	9,2	11000	**10500**

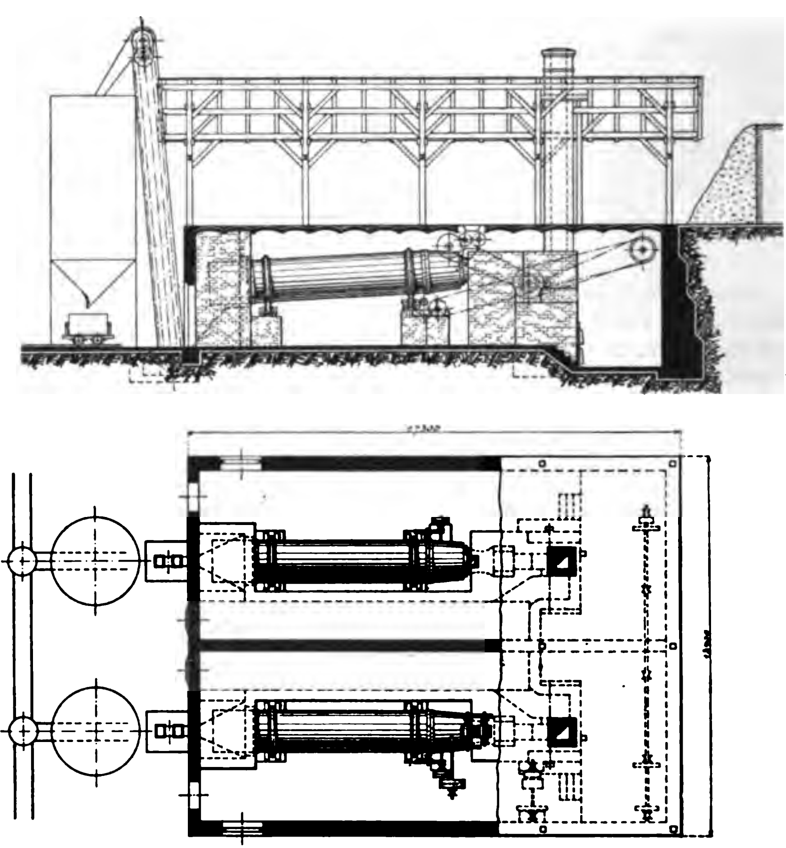
nennt diese Trockeneinrichtungen Trommeltrockner oder auch Trockentrommeln. In Figur 325 ist eine solche Trockentrommel der Firma MÖLLER & PFEIFER, Berlin, im Querschnitt in schematischer Anordnung dargestellt, während Figur 326 eine ganze Trockenanlage mit zwei Trommeln der genannten Firma für eine stündliche Leistung von 3000 kg fetten, schweren Septarienton und für 3000 kg Mergel darstellt. In diesen Trommeltrocknern lassen sich alle Rohmaterialien von den fettesten, wasserreichsten Tonen und Mergelarten bis zum



Figur 325.

leicht trocknenden Kalkstein bei einmaligem Durchgang durch die Trommel vollständig austrocknen, so daß sie unmittelbar danach vermahlen werden können. Selbst Materialien, die breiartig sind und an sich die Neigung haben, festzubacken und die Apparate zu verschmieren, können infolge der eigenartigen Führung der Trockenluft gut getrocknet werden, ohne daß sich auch nur der geringste Ansatz in der Trommel bildet. Der Luftstrom wird mit den Materialien im Gleichstrom durch die Trommel hindurchgeführt. Beim Einfallen in die Trommel werden die Oberflächen der einzelnen, feuchten Stücke so energisch angetrocknet, daß auch bei sehr feuchtem Ton und Mergel ein Zusammenballen der einzelnen Stücke ausgeschlossen ist. Die Wände der Trommel und der inneren Einrichtung werden außerdem bei der Gleichstrombewegung am Einfallende stets so weit erwärmt, daß ein Anbacken des feuchten Materials im Trommelinnern niemals eintritt. Da die Temperatur der Feuergase bei rationeller Verbrennung des Brennmaterials zu hoch ist, um eine Berührung der Gase mit Eisenteilen ohne Schaden

für letztere zuzulassen, wird ein Gemisch von Feuergasen und von schon ein- oder mehrmals durch das Trockengut geführten Gasen in die Trommel hineingepreßt. Dies geschieht durch einen Ejektor, welcher in Figur 325 dargestellt ist. Die der Feuerstelle *f* entströmenden Feuergase werden von dem Ejektor *m* angesogen, der durch einen Preßluftstrahl *l* des Exhaustors *e* betätigt wird. In der Mischdüse *m* des Ejektors mischen sich die Feuergase mit dem Preßluftstrahl und werden gemeinsam in die Trommel und gegen das frisch einfallende feuchte Material geführt. Diese Einrichtung ermöglicht es, die Temperatur des in die Trommel eintretenden Trockenluftstromes durch Veränderung des Mischungs-



Figur 326.

verhältnisses beliebig einzustellen und durch den Rost nur so viel Luft hindurchzuführen, als zu einer rationellen Verbrennung des Brennmaterials erforderlich ist.

Eine weitere wichtige Neuerung der MÖLLER & PFEIFERschen Trommeltrockner besteht darin, daß ein Teil der durch das Trockengut geführten Gase durch den Rücklaufkanal wieder zurück zu dem Exhaustor *e* und von dort in die Mischdüse des Ejektors gepreßt wird.

Durch diese Zirkulation der Heizgase wird eine wiederholte innige Berührung der einzelnen Luftteilchen mit den feuchten Oberflächen des Trockengutes bewirkt. Die aus dem Trockenraum austretenden Gase sind mit Wasserdampf stärker gesättigt, als bei einmaligem Durchgang durch die Trommel. Die Zirkulation der Heizgase ermöglicht auch die Anwendung des für die meisten Materialien so überaus wertvollen Gleichstromes bei gleichzeitiger Erzielung höherer Verdampfungsziffern, als bei Anwendung des einfachen Gegenstromes. Es ist

aus dem Vorhergehenden sofort zu übersehen, daß man die Luftgeschwindigkeit in der MÖLLER & PFEIFERschen Trommel ganz beliebig steigern kann, je nachdem es das zu trocknende Material gestattet, also so weit, daß nicht zu viel kleine Materialpartikelchen durch den Luftstrom mitgerissen und in den Umlaufkanal geführt werden. Bei sehr leicht stäubenden Materialien, wie Kalkstein, Kreide, Hochofenschlacke, wird der Rücklaufkanal als größere Staubkammer ausgeführt und mit Staubfängern und Transportschnecken versehen, welch letztere den Staub kontinuierlich aus den Staubkammern entfernen und zur weiteren Verwendungsstelle führen.

Von der Tatsache ausgehend, daß eine Trocknung dann am wirkungsvollsten erfolgt, wenn das feuchte Material dem Trockenluftstrom eine recht große freie Oberfläche dauernd darbietet, ist bei dem Trommeltrockner, System MÖLLER & PFEIFER, in weitgehendster Weise dafür gesorgt, daß das zu trocknende Material in dem ganzen Trommelquerschnitt gleichmäßig verteilt ist und sich nirgends in größeren Haufen ansammeln kann. Die MÖLLER & PFEIFERsche Trommel besteht gewissermaßen aus einem Bündel von kleinen viereckigen Trommeln, die im Verhältnis zu ihrem Querschnitt eine sehr große Länge haben.

Das Trockengut fällt durch den Einfalltrichter in einen konischen Trommelkopf und wird von dort durch Spiralschaufeln und weitere Einrichtungen gleichmäßig in die einzelnen Zellen verteilt. Es ist sofort zu übersehen, daß der Trockenluftstrom, welcher durch die Trommel hindurchgeführt wird, eine sehr große Oberfläche des feuchten Materials berühren muß, und daß auch bei großer Füllung der Trommel die Schichthöhe des Materials eine sehr geringe ist. Diejenigen feuchten Oberflächen des Trockengutes, welche von dem Trockenluftstrom vorübergehend nicht umspült werden, liegen auf den erhitzten Eisenwänden und werden, wie auf einer Plandarre, erwärmt. Die schmiedeeisernen Zellenwände dienen also nicht nur zur gleichmäßigen Verteilung des Trockengutes im Trommelraume, sondern sie fördern als Heizflächen ganz wesentlich den Trockenprozeß, indem sie fortwährend Wärme aus dem erhitzten Trockenluftstrom aufnehmen und an das Trockengut durch Berührung wieder abgeben. Das Trockengut wird in den einzelnen Zellen bei der Rotation der Trommel umgewendet, damit neue Oberflächen desselben mit dem Luftstrom in Berührung kommen. Für feuchte Tone und Mergel ist dieses Umwenden unter Vermeidung von Stößen wichtig, weil Zusammenballungen vermieden werden, und für leicht staubbildendes Trockengut ist es noch wichtiger, weil durch diese stoßfreie Bewegung am wenigsten Staub entwickelt wird. Diese Vorteile fallen besonders auf gegen die Vorgänge in einer mit Schaufeln oder Mitnehmern ausgerüsteten Trommel, in welcher das Material immer nur einseitig gehoben wird und dann durch den freien Trommelraum hindurchfällt. Bei fetten Tonen wird durch das Fallen ein Zusammenballen, bei kalkhaltigem Material viel Staub erzeugt. Für die Trocknung selber ist aber das Fallen durch die Trockenluft von viel geringerer Bedeutung, schon weil die Fallzeiten der schweren Materialien im Verhältnis zu den Ruhezeiten viel zu kurz sind, um irgendwelchen nennenswerten Einfluß auf die Trocknung auszuüben.

Man kann ferner bei jeder Trommel, durch welche man einen heißen Luftstrom hindurchschickt, beobachten, daß der heißeste Luftstrom am Scheitel der Trommel entlang zieht, während die kühleren Luftströme den unteren Trommelraum durchströmen. Nur bei Anwendung der Zellentrommel findet der am energischsten wirkende wärmste Luftstrom wirklich feuchte Oberflächen des Trockengutes vor und wird für Trockenzwecke voll ausgenützt.

Bei der Figur 326 dargestellten Trockenanlange sind die beiden Trommeln so tief gelegt, daß das feuchte Material von den Vorratshaufen unter Vermeidung von Hebevorrichtungen und langen Transportwegen unmittelbar in die Einfalltrichter der Trommeln aufgegeben werden kann. Der kleinstückige

Mergel gelangt unmittelbar in die Trommeln, während der fette Ton erst ein Riffelwalzwerk passiert und in zerkleinertem Zustande der Trommel zufällt. Das getrocknete Gut fällt kontinuierlich aus den Trommeln in die Becherwerke und wird von diesen in je einen Silo geworfen, von wo es nach Bedarf und in genau abgewogenen Mengen in eiserne Kippwagen abgezogen wird. Der Antrieb der beiden Trommeln und des Walzwerkes geschieht von einer gemeinsamen Vorlegswelle aus, welche so angeordnet ist, daß die sämtlichen gangbaren Teile vollständig abgeschlossen sind gegen die Räume, in denen der Transport der Materialien erfolgen muß. Auch die beiden Feuerstellen der Trommeln sind so nebeneinandergelegt, daß die Bedienung von einem gemeinschaftlichen Raume aus erfolgt.

Eine besonders beachtenswerte Neuerung im Gebiete der Trockenanlagen hat die vorgenannte Firma MÖLLER & PFEIFER, Technisches Bureau, Bau- und Einrichtung von Trockenanlagen nach eigen patentierten Verfahren, Berlin, W. 10, Friedrich-Wilhelmstr. 19, mit ihren Kanaltrockenanlagen mit indirekter Heizung geschaffen, welches namentlich in der keramischen Industrie ausgedehnte Anwendung gefunden hat.

Einer Mitteilung der genannten Firma hierüber ist Nachfolgendes entnommen.

Die Trockenkanäle, System MÖLLER & PFEIFER, sind gemauerte, mit Heizregistern und Gleisanlagen ausgerüstete Räume. Die zu trocknende Rohzementmasse wird in Ziegelform gepreßt oder von Hand unregelmäßig geformt, auf die Transportwagen gelegt und auf diesen langsam durch den Kanal hindurchgeschoben.

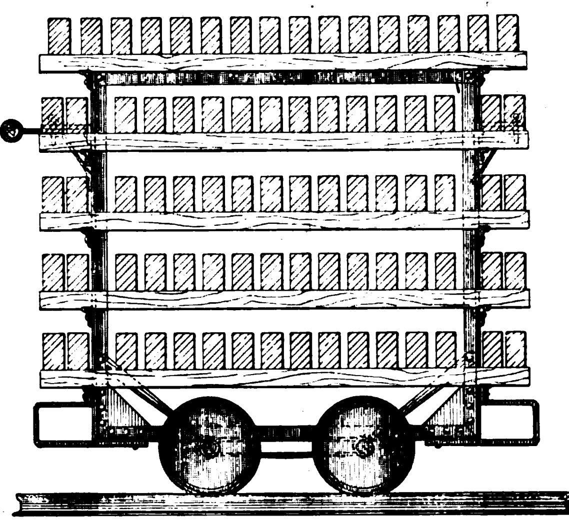
Die Konstruktion der eisernen Etagenwagen ist je nach der Größe der zu trocknenden Steine und je nach den sonst vorgeschriebenen Bedingungen verschieden ausgebildet worden. Im allgemeinen hat es sich als zweckmäßig herausgestellt, die Wagen für etwa 240 Stück Normalsteine zu bauen, da sich die Wagen dann leicht beladen und gut transportieren lassen. In den Figuren 327 und 328 sind solche Etagenwagen, mit Steinen bezw. Dachziegeln beladen, dargestellt. Die Steine liegen auf Hordeneisen in einzelnen Etagen neben- und übereinander. Damit die Hordeneisen an den Berührungsstellen mit der nassen Rohzementmasse nicht rosten und eine Abnützung des Eisens durch diesen Einfluß gänzlich vermieden wird, sind die Hordeneisen mit Holzplatten derart ausgefüttert, daß die feuchten Rohzementziegel das Eisen an keiner Stelle berühren.

Der Trockenkanal ist so anzulegen, daß sein Eingang möglichst in der Nähe der Formmaschine, sein Ausgang möglichst in der Nähe der Brennapparate liegt.

Der Trockenkanal, Figur 329 und 330 ist in seinem Innern ständig mit beladenen Wagen gefüllt. An seinem durch Holzklapptüren verschlossenen Ausgangsende wird in bestimmten Zeitintervallen nach Öffnung der Türen von jedem vorhandenen Gleis je ein Wagen mit getrockneten Waren gezogen, worauf die Türen wieder geschlossen werden; danach wird durch Einrücken einer, vor dem Eingang des Trockenkanales angeordneten, mechanischen Winde der gesamte im Trockenkanal befindliche Wagenpark in Bewegung gesetzt und um genau die Länge eines Wagens vorgeschoben; sobald dies geschehen, läuft das Windewerk selbsttätig in seine Anfangsstellung zurück. Die Wagen, welche an den Formmaschinen mit Rohzementziegeln fertig beladen sind, werden vor den Eingang des Trockenkanales geschoben, um demnächst von der Winde- und Vorschubvorrichtung erfaßt und in den Kanal gedrückt zu werden.

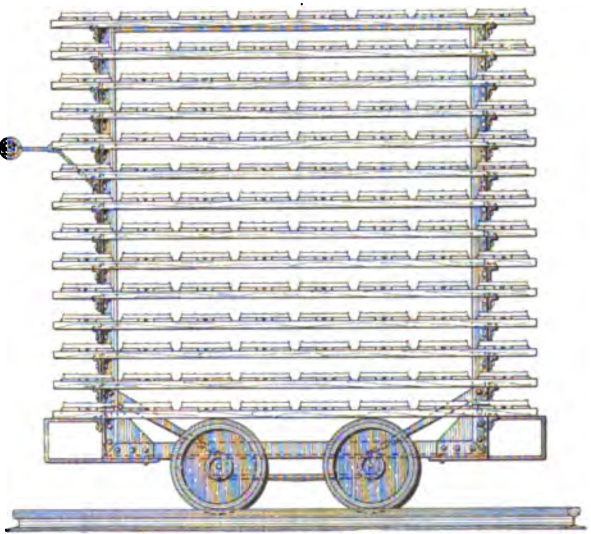
Diese Arbeitsweise hat gegenüber derjenigen bei den älteren Trockenanlagen den großen Vorzug, daß immer nur ein einzelner Wagen durch die Arbeiter verschoben zu werden braucht, niemals aber der ganze Wagenzug im Kanal. Die Bewegung der sämtlichen im Kanal stehenden Wagen erfolgt durchaus automatisch

und zwar so langsam, daß der Kraftverbrauch der Vorschubvorrichtung keine Rolle spielt. Diese Einrichtung hat sich bei den sämtlichen Trockenkanälen nach System MÖLLER & PFEIFER vorzüglich bewährt und vermindert die Arbeitslöhne beträchtlich. Im allgemeinen werden die Trockenkanäle kontinuierlich Tag und Nacht betrieben, so daß dem Brennofen die getrocknete Zementrohmasse ununterbrochen zugeführt wird. Während der ganzen Trockenzeit befinden sich die Steine ständig in bewegter warmer Luft, und zwar geschieht die Trocknung anfänglich langsam und beim weiteren Vorrücken im Kanal immer schneller. Die Temperatur der Trockenluft steigt von 20—30° am Anfang des Trockenkanales, d. h. am Eingangsende desselben, bis etwa 120—150° am Ausgangsende des Kanales.



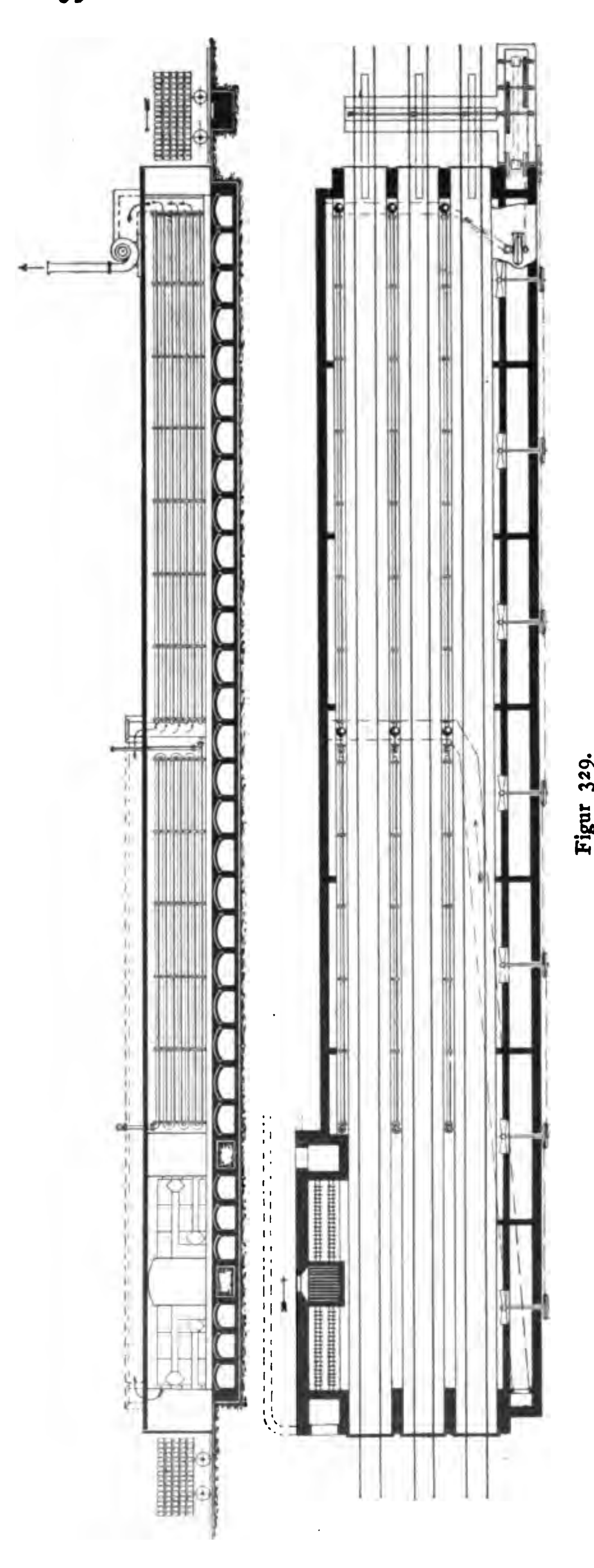
Figur 327.

Die Trockenanlagen sind in ihrer ganzen Längsausdehnung mit Heizungen versehen, welche seitlich von den Gleisen und zwischen denselben angeordnet sind (Figur 329 und 330). In dem einen Teile des Kanales, und zwar in dem kälteren, bestehen die Heizkörper aus Rippenröhren und ist in diesem Teile des Kanales das Heizmittel derjenige Wasserdampf, welcher aus den zu trocknenden Waren selbst ausgetrieben ist. An diesen Heizung schließt sich eine Kaloriferheizung an, welche aus entsprechend geformten gußeisernen Rippenrohren besteht. Die auf gewöhnlichen Rosten erzeugten Heizgase durchziehen das Innere dieser Heizkörper, deren Wände und Rippen die Wärme an den Trockenkanal abgeben. Die Heizgase selbst kommen in das Innere des Kanales nicht hinein und also mit den Wagen und den zu trocknenden Materialien nicht in Berührung; sie gehen vielmehr, nachdem sie die Heizkörper passiert haben und ihre Wärme in diesen ausgenützt ist, direkt zum Schornstein.



Figur 328.

Zur Erzeugung der Luftbewegung im Kanal und gleichzeitig zur Erreichung einer vollkommenen Übertragung der Wärme von den Heizkörpern auf das zu trocknende Material dienen Ventilatoren, welche in der ganzen Längsausdehnung



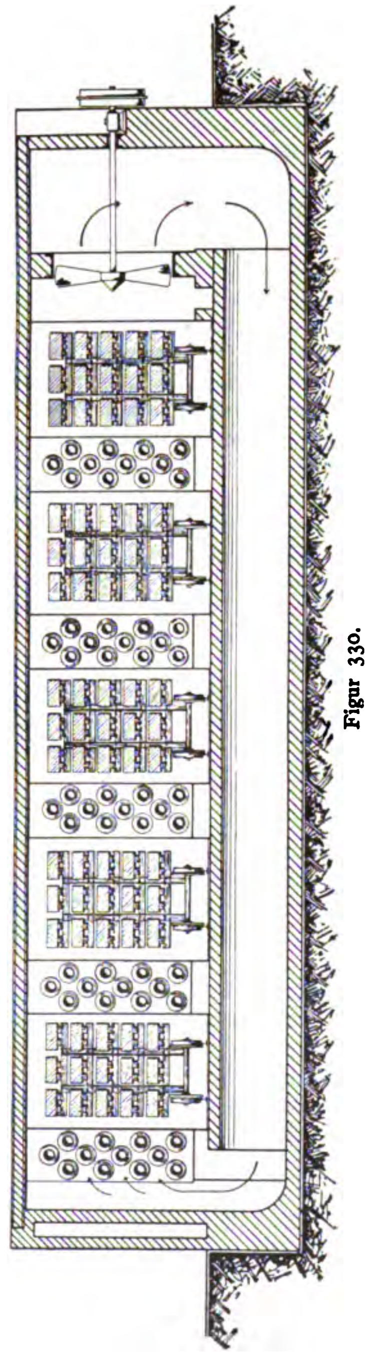
Figur 329.

des Kanales — etwa alle 5 bis 6 m je einer — angeordnet sind. Diese Ventilatoren bewegen ausschließlich die im Trockenkanal befindliche Luft in einer Richtung senkrecht zur Längsachse des Kanales derart, daß diese Luft, von der Heizung kommend, den mit feuchtem Material beladenen nebenstehenden Wagen durchzieht, danach das nächste Heizregister durchstreicht, hierauf den nächsten Wagen passiert und so fort je nach der Anzahl der Gleise; darauf durchstreicht die Luft die Ventilatoren selbst, wird nach unten geführt und gelangt durch die unter dem Niveau der Schienengleise angeordneten Sohlkanäle wieder zur ersten Heizung zurück und so fort.

Außer dieser Querbewegung der im Trockenkanal befindlichen Luft wird eine ganz langsame Fortbewegung dieser Luft in Richtung der Längsachse des Trockenkanales vom kalten Ende nach dem heißen Ende zu bewirkt. Man erreicht diese schwache Fortbewegung dadurch, daß am äußersten heißen Ende des Trockenkanales — welches während des Betriebes geschlossen ist — die im Kanal befindlichen, aus den Materialien ausgetriebenen Wasserdämpfe nebst der vorhandenen Luft aus dem Kanal abgesaugt werden. Da das kalte Ende des Trockenkanales entweder offen ist oder die dort befindlichen Türen mit regulierbaren Luftöffnungen versehen sind, so wird das Luftquantum, das am heißen Ende abgesaugt wird, dadurch ergänzt, daß ein langsamer Luftstrom am kalten Ende in den Kanal eintritt und von da allmählich bis zum heißen Ende fortschreitet.

Die am heißen Ende aus der

Trockenanlage abgesaugten Dämpfe werden in einem kleinen, über der Decke des eigentlichen Trockenkanales angeordneten Kanal fortgeführt, Figur 329, um dann wieder in das Innere des Kanales, nunmehr aber sogleich in das Innere der im kälteren Teile des Trockenkanales angeordneten Rohrregister einzutreten. Die Wasserdämpfe durchziehen diese Rohrregister in der Richtung nach dem kälteren Ende hin. Da diese Register durch die im Kanal zirkulierende und aus den Steinen wasserverdampfende Luft ständig von außen abgekühlt werden, und da die Temperaturen, je weiter die Wasserdämpfe im Inneren der Rohre nach dem kalten Ende hin sich fortbewegen, immer niedrigere werden, so müssen die Wasserdämpfe im Inneren der Rohre sich verflüssigen unter Abgabe der latenten Wärme an das Innere des Trockenkanales selbst. Auf diese Art wird der größte Teil des Trockenkanales durch die aus dem Material selbst ausgetriebenen Wasserdämpfe geheizt.



Figur 330.

Die Anwendung dieses bekannten physikalischen Prinzipes, welches bisher für Trockenzwecke noch nie nutzbar gemacht worden war, ermöglicht es, in den MÖLLER & PFEIFERschen Trockenkanälen den Brennstoffaufwand so weit herunterzusetzen, daß er nicht die Höhe erreicht, welche bei direkter Berührung der Feuergase mit dem Trockenmaterial erforderlich ist. Es ist leicht zu übersehen, daß die Nutzbarmachung der im Wasserdampf gebundenen Wärme je nach der Ausdehnung der Kondensationsheizung beliebig weit getrieben werden kann. Da jedoch die Anlagekosten mit der Wiedergewinnung der zur Verfügung stehenden Wärme wachsen, so ist es nicht wirtschaftlich, die Verdampfungsziffer bis zu der letzten erreichbaren Höhe zu treiben. Die genannte Firma trifft im allgemeinen die Einrichtungen so, daß bei guter Steinkohle sich eine Verdampfungsziffer von 1 : 9 bis 1 : 10 ergibt.

Als Hauptvorzüge ihrer Konstruktion gibt die genannte Firma folgende an:

1. „Keine Reparaturen an dem Wagenpark. Da die Feuergase nicht mit dem Wagenpark in Berührung kommen und ein Niederschlag der Wasserdämpfe an den eisernen Wagen unmöglich ist, sind Abnutzungen an der Wagenkonstruktion ausgeschlossen.

2. Höchste Verdampfungsziffern werden erreicht durch die Wiedergewinnung der latenten Wärme des aus dem Trockengute stammenden Wasserdampfes, sowie durch Ausnutzung vorhandener Wärmequellen.

3. Geringste Bedienung. Da die Wagen automatisch in den Kanälen vorgeschoben werden, beschränkt sich die Bedienung auf die Feuerstellen und auf das An- und Abfahren der Wagen mit feuchten und trockenen Ziegeln.

Es können unsere Trockenapparate in hohem Maße angepaßt werden den besonderen Verhältnissen, welche in bestimmten Fällen sich vorfinden, und es ermöglicht diese Anpassungsfähigkeit neben anderen Vorteilen vor allem die Verwertung vorhandener Wärmequellen.

Steht z. B. Abdampf zur Verfügung, so wird man, je nach dem geringeren oder größeren Quantum desselben, entweder einen Teil der Kaloriferheizung oder aber die ganze Kaloriferheizung durch Abdampf ersetzen. Ist genügend Abdampf vorhanden, so kann es auch wirtschaftlich richtig sein, auf die Kondensationsheizung zu verzichten und den ganzen Kanal ausschließlich mit Abdampfheizung auszurüsten. In diesem Falle gewährleistet unser Trockensystem, d. h. die fortdauernde Wiederbenutzung derselben Luft zum Trocknen, nachdem dieselbe durch Zufuhr von neuer Wärme neue Aufnahmefähigkeit für Wasserdampf gewonnen hat, die höchste Ausnutzung des vorhandenen Abdampfes. Wird der Maschinenabdampf auf diese Art nutzbar gemacht für die Trocknung der geziegelten Zementrohmasse, so ist die in demselben enthaltene Wärme vollkommen ausgenutzt, während selbst bei Verwendung von Kondensationsmaschinen, wie bekannt, nur etwa $^1/_6$ der Wärme verwertet, $^5/_6$ aber verloren werden.

Sind die Kosten für Brennmaterial sehr gering und ist z. B. gleichzeitig der Wassergehalt der geziegelten Rohzementmasse klein, so kann es richtig sein, im Interesse einer Ersparnis an Anlagekosten die Kondensationsheizung zu verringern, da es in diesem Falle nicht auf Erreichung höchster Verdampfungsziffern ankommt".

2. Kapitel.

Die Kälteerzeugung.

Einerseits zur Ausführung vieler chemischer Prozesse, andererseits zur Erhaltung einer gleichmäßigen niedrigen Temperatur in bestimmten Räumen, ist es erforderlich, geeignete Einrichtungen zu treffen, welche dauernd Wärme zu absorbieren vermögen. Man nennt diese Vorrichtungen Mittel zur Kälteerzeugung und sind dieselben den verschiedensten Zwecken dienstbar, so vor allen Dingen zum Abkristallisieren aus Laugen, da die Kristallisation bei niedrigen Temperaturen weit rascher vor sich geht, z. B. in der Paraffin- und Stearinindustrie, ferner in ausgedehntem Maße in der Nahrungsmittelindustrie, z. B. in Butter- und Margarinefabriken, in Spritfabriken, sodann im Gärungsgewerbe, in der Industrie der Sprengstoffe, da namentlich in dieser jede Reaktion und jeder Prozeß bei möglichst niedrigen Temperaturen auszuführen ist, sowie in einer Reihe anderer chemischen Betriebe.

Handelt es sich, wie bei vielen dieser Anwendungen, nur um verhältnismäßig geringe Temperaturen, z. B. + 4 bis 8° C., so spricht man im allgemeinen nicht von Kälteerzeugungsvorrichtungen, sondern von Kühlvorrichtungen. Zur Erzeugung von Temperaturen jedoch, welche unter 0° C. liegen, dienen die Vorrichtungen zur Kälteerzeugung. Hierzu kann man

a) in der Natur vorhandenes Eis,
b) sogenannte Kältemischungen und endlich
c) mechanische Vorrichtungen zur Kälteerzeugung, sogenannte Kältemaschinen,

verwenden.

§ 1. Eigenschaften und Verwendung des Natureises.

Bekanntlich beträgt die Schmelzwärme, d. h. jene Wärmemenge, welche 1 kg Eis bindet, wenn dasselbe aus dem festen in den flüssigen Zustand übergeht, rund 79 W. E. Die spezifische Wärme des Eises beträgt 0,5 W. E. für 1 kg, woraus sich diejenige Wärmemenge leicht berechnen läßt, welche erforderlich ist, um 1 kg Natureis in Wasser von bestimmter Temperatur zu verwandeln.

Soll z. B. 1 kg Eis von -5^0 C. in Wasser von $+10^0$ C. verwandelt werden, so setzt sich die Gesamtwärme Q aus folgenden Teilen zusammen:

1. Der Wärme Q_1, um das Eis von -5 auf 0^0 zu erwärmen, also $Q_1 = 0{,}5(-5+0) = 2{,}5$ W. E.;
2. derjenigen Wärmemenge, welche zum Schmelzen des Eises erforderlich ist oder $Q_2 = 79$ W. E., endlich
3. der Flüssigkeitswärme des Wassers zur Erwärmung auf 10^0, also $Q_3 = 10$ W. E., folglich $Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 = 2{,}5 + 79 + 10 = 91{,}5$ W. E.,

welche Wärme vom Wasser gebunden oder aufgenommen, also verbraucht wird. Sollen dagegen z. B. 1000 kg Eis von -10^0 aus Wasser von $+15^0$ erzeugt werden, so sind hierzu dem Wasser folgende Wärmemengen zu entziehen:

1. $Q_3 = 1000 \cdot (15-0) = 15000$ W. E.;
2. $Q_2 = 1000 \cdot 79 = 79000$ W. E. und endlich
3. $Q_1 = 1000 \cdot 0{,}5 \cdot (-10 \pm 0) = 5000$ W. E., also zusammen 99000 W. E.

Die Verwendung des Roh- oder Natureises ist seit der Vervollkommnung der Kältemaschinen mehr und mehr zurückgegangen. Wo dasselbe noch Anwendung findet, wird es in Eisräumen, Eiskellern verwandt, d. h. in geschlossenen Räumen, welche ringsum, womöglich von allen Seiten und von der Decke aus von Eislagen von 1—2 m Stärke umgeben sind. In Gegenden, welche über große und daher billige Eismengen im Winter verfügen, ist diese Verwendung noch allgemein üblich.

Trotzdem wird auch dort den Kältemaschinen dann der Vorzug gegeben werden müssen, wenn es sich um eine genaue Regulierung der zu erzeugenden Temperaturen, also um eine dauernde Aufrechterhaltung bestimmter Temperaturen in bestimmten Räumen handelt, was mit Eislagen infolge der Schmelzverluste durch Wärmezustrahlung von außen nicht dauernd durchführbar ist.

§ 2. Die Kältemischungen.

Die Wirkung der Kältemischungen beruht auf der Tatsache, daß salzhaltige Lösungen einen tieferen Gefrierpunkt als reines Wasser (oder als das sonstige Lösungsmittel) besitzen und daß daher Eis oder Schnee bei Berührung mit festen Salzen unter Auflösung der letzteren schmelzen muß, wobei große Wärmemengen als Schmelzwärme des Eises und meistens auch noch als Lösungswärme des Salzes verbraucht werden, so daß, falls für genügende Isolation gegen Wärmezufuhr von außen Sorge getragen ist, hierdurch eine bedeutende Temperaturerniedrigung bewirkt, also auch einem in diese Lösung gebrachten Gefäß seine Wärme entzogen wird. Hierbei beruht die Intensität der Kältemischungen in ihrer Wirkung auf der mehr oder weniger vollkommenen Zustandsänderung (oder dem Übergang aus dem festen in den flüssigen Zustand) aller beteiligten Körper.

Einige Kältemischungen und die mit ihnen erzeugten Temperaturen sind im folgenden zusammengestellt.[1]

1 kg Schnee mit $^1/_3$ kg Kochsalz gemischt geben eine Temperatur von -21^0, die Temperatur des Gefrierpunktes gesättigter Kochsalzlösung. 3 kg Chlor-

[1] Lexikon der gesamten Technik. 1. Auflage. 5. p. 373.

calcium, von der Zusammensetzung $CaCl_2 + 6\,H_2O$, mit 2 kg Schnee oder zerstoßenem Eis ergeben — 33°, zwei Teile Chlorcalcium mit einem Teil Schnee ergeben — 42°. Bei einer Mischung von Kohlensäureschnee mit flüssiger, schwefliger Säure erhält man — 82°, unter der Luftpumpe sogar — 106°. Einige andere Kältemischungen sind in der folgenden Tabelle nach zunehmenden Temperaturen geordnet enthalten.

	Stoff	Gewichtsteile	Temperaturerniedrigung		°C.
			Anfang	Ende	Summe
1	Salmiak . . . . Salpeter . . . . Wasser	5 5 16	10	— 12	22°
2	Salmiak . . . . Salpeter . . . . Glaubersalz . . . . . Wasser	5 5 8 16	10	— 15	25
3	Salpeter s. Natron . . . Verdünnte Salpeter s. . .	3 2	10	— 20	30
4	Schnee . . . . Kochsalz . . . . . . Salmiak . . . . Salpeter	24 10 5 5	+ 10	— 28	38
5	Schwefelsaures Natrium . Salpetersaures Ammoniak . Verdünnte Salpeter s. . .	6 5 4	10	— 40	50
6	Schnee . . . . Chlorcalcium	4 5	+ 10	— 40	50
7	Schnee . . . . Potasche	3 4	10	— 46	56

§ 3. Die Kältemaschinen.

Während bei den Kältemischungen diejenige Wärmemenge, welche beim Übergang aus dem festen in den flüssigen Zustand gebunden wird, also die Schmelzwärme, nutzbar gemacht wird, indem dieselbe der Umgebung entzogen und dadurch die Abkühlung bewirkt wird, beruhen die Kältemaschinen auf der Verwendung der Verdampfungswärme, d. h. derjenigen Wärmemenge, welche bei dem Übergang von Flüssigkeiten mit niedrigen Siedepunkten in den dampfförmigen Zustand gebunden wird, also der Umgebung entzogen werden muß. Außer diesem Prinzip, nach welchem die sogenannten Kaltdampfkältemaschinen arbeiten, war anfänglich in den ersten Kältemaschinen, den sogenannten Kaltluftmaschinen, das Prinzip der Abkühlung atmosphärischer Luft bei der Expansion unter Arbeitsleistung zur Anwendung gekommen, wobei eine beträchtliche Temperaturerniedrigung der Luft bewirkt wurde, aber zur Erzielung einigermaßen günstiger, wirtschaftlich brauchbarer Kälteeffekte infolge der außerordentlich geringen spezifischen Wärme der Luft im Verhältnis zu derjenigen der Dämpfe außerordentlich große Maschinen erforderlich waren. Hieraus ist es zu erklären, daß die Kaltluftmaschine sich dauernd nicht zur Kälteerzeugung einführen konnte.

Die in den Kaltdampfmaschinen als vermittelnde Körper, Kälteträger

oder Kältemedien zur Verwendung kommenden Kaltdämpfe bezw. deren Flüssigkeiten sind im wesentlichen folgende:

1. Ammoniak NH_3;
2. Kohlensäure CO_2;
3. schweflige Säure SO_2;
4. eine Mischung von SO_2 und CO_2, die sogenannte Pictetflüssigkeit.

Die physikalischen Konstanten dieser Flüssigkeiten und einiger anderer wichtiger Flüssigkeiten sind in der folgenden Tabelle enthalten.

	Stoff	Kritischer Druck	Kritische Temperatur	Siedepunkt bei 1 Atm. Spannung	Erstarrungspunkt
		Atm.	° C.	° C.	° C.
1	H_2O . . .	200	+ 365	+ 100	+ 0
2	NH_3 . . .	115	+ 130	− 33	− 76
3	CO_2 . . .	75	+ 31	− 80	− 57 bei 5 Atm.
4	O_2 . . .	51	− 119	− 182	—
5	Atm. Luft .	39	− 140	− 191	—
6	N_2 . . .	35	− 146	− 194	− 214
7	H_2 . . .	20	− 234	− 253	− 259

Das Gemeinsame aller Kaltdampfmaschinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise ist folgendes.

Die in einem geschlossenen Gefäße, meistens einer Rohrschlange mit Abschlußventil, befindliche Kälteflüssigkeit oder Kaltdampfflüssigkeit wird durch Öffnen dieses Absperrventiles zur Ausströmung gebracht. Hierdurch findet in dem an dieses Ventil anschließenden, meist in einer länglichen, mehrfach gewundenen Rohrspirale bestehenden Raume eine lebhafte, mit starker Druckerniedrigung verbundene Verdampfung statt. Die zur Verdampfung der Kälteflüssigkeit erforderliche Wärme wird hierbei dem die Rohrschlangen umgebenden Medium, z. B. einer Kochsalzlösung in dem betreffenden Behälter, dem sogenannten Verdampfer, Refrigerator, Generator oder Eiserzeuger entzogen, wodurch sich diese Lösung stark abkühlt, meistens auf eine Temperatur, welche etwa 5—10° unter dem Gefrierpunkt des Wassers liegt. Die in der Rohrschlange befindlichen Kaltdämpfe müssen nun, um einen kontinuierlichen Kreisprozeß ausführen zu können, ohne irgendwelchen Verlust an Kälteflüssigkeit wieder verflüssigt werden. Hierzu sind zwei Wege gegeben. Bei dem älteren, ohne beträchtliche Anwendung maschineller Kräfte durchführbaren Prozesse werden die Kältedämpfe zunächst von Wasser absorbiert, hierauf in einem Heizkessel wieder aus diesem Wasser ausgetrieben, sodann die hierbei unter starken Druck gesetzten Dämpfe abgekühlt und wieder in einem Kondensator verflüssigt. Bei dem anderen Prozesse werden die Kaltdämpfe aus der Rohrspirale durch eine leistungsfähige, nach Art eines Luftkompressors gebaute Pumpe abgesaugt, komprimiert und unter diesem Drucke in einem Kondensator wieder verflüssigt. Die nach dem ersten Verfahren arbeitenden Maschinen heißen Absorptionsmaschinen, die nach dem letzteren arbeitenden Maschinen Kompressionsmaschinen.

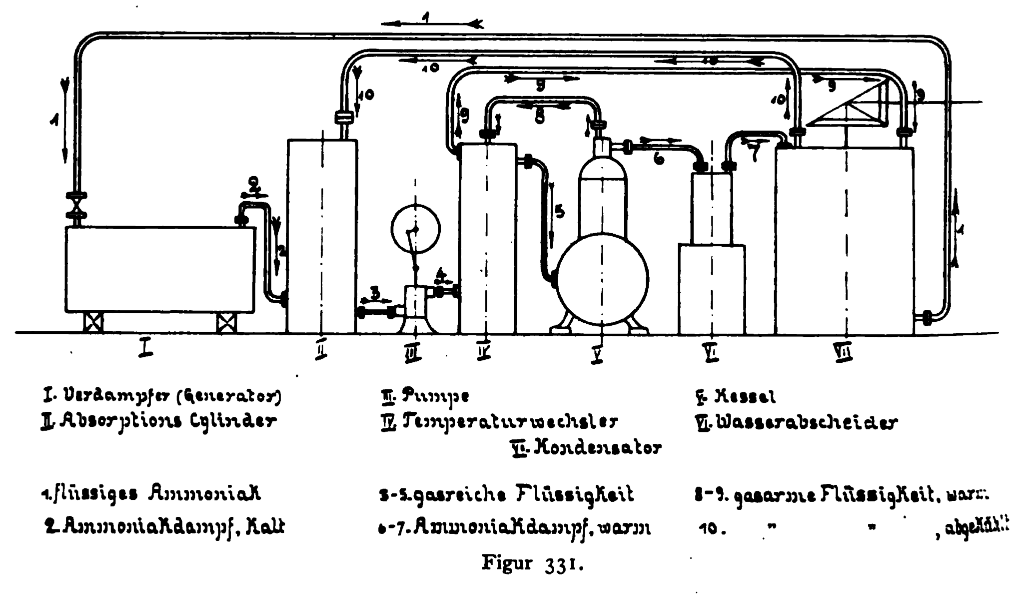
A. Die Absorptionskältemaschinen.

Bei ihnen wird als Kälteflüssigkeit oder Kälteträger ausnahmslos Ammoniak (NH_3) verwandt, sowie als absorbierende Flüssigkeit Wasser. Der Kreisprozeß, den das Ammoniak durchzumachen hat, läßt sich kurz folgendermaßen erklären.

Aus einer ammoniakreichen Lösung wird durch Erwärmung in einem geschlossenen Kessel durch frischen Dampf oder Abdampf das Ammoniak abdestilliert, wobei ein Druck entsteht, welcher die Ammoniakdämpfe in einem anschließenden Kondensator bei der hier erfolgenden Abkühlung zur Verflüssigung bringt. Das so erzeugte flüssige Ammoniak verdampft in dem Refrigerator, Verdampfer oder Generator, oder auch Kälteerzeuger genannt, gelangt von hier in einen mit der aus dem Destillator zurückkehrenden gasarmen Flüssigkeit gefüllten Behälter, in welchem sich die Absorption der Ammoniakdämpfe durch das Wasser vollzieht, worauf die nunmehr wieder angereicherte Lösung durch eine Pumpe in den unter Druck stehenden Destillationskessel zurückgeführt wird. Da die Aufnahmefähigkeit der armen Lösung für das Ammoniak um so größer ist, je niedriger die Temperatur ist, so muß die letztere durch geeignete Wärmeaustauschvorrichtungen möglichst herabgezogen werden. Die folgende Tabelle gibt in Prozenten die in Wasser lösbaren Mengen von Ammoniak bei den verschiedenen Temperaturen und Drücken an.

Atm. t =	20	30	60	100	140° C.
1	37	30	15	—	— %
3	—	—	32	12	— %
6	—	—	—	22	6 %
9	—	—	—	34	14 %

Die erschöpfte und arme Lösung enthält meistens nur 10% Ammoniak. Die Ausführung einer solchen Absorptionskältemaschine ist in Figur 331 schematisch dargestellt. In derselben bezeichnet von links nach rechts: *I* den Ver-



Figur 331.

dampfer oder Generator, *II* das Absorptionsgefäß, *III* die Pumpe für die reiche Lösung, *IV* den Temperaturwechsler zum Wärmeausgleich, *V* den Destillationskessel, *VI* einen Wasserabscheider für etwaige aus dem Destillationskessel mitgerissene Wasserdämpfe, *VII* den Kondensator zum Niederschlagen der Ammoniakdämpfe, ferner 1 die Leitung des flüssigen Ammoniaks vom Kondensator zum Verdampfer, 2 die Leitung vom Verdampfer zum Absorptionsgefäß, 3 und 4 die Saug- und Druckleitung der Zirkulationspumpe, 5 die Leitung der konzentrierten Flüssigkeit nach dem Destillationskessel, 6, 7 die Leitung von

letzterem zum Kondensator durch den Wasserabschneider hindurch. Aus dem Destillationskessel gelangt die gasarme, heiße Flüssigkeit durch die Leitung 8 in den Temperaturwechsler, um hierbei die kalte, aus dem Absorptionszylinder kommende Flüssigkeit vorzuwärmen und sich ihrerseits abzukühlen. Hierauf wird dieselbe durch die Leitung 9 noch durch den Kondensator zur weiteren Abkühlung geführt und gelangt endlich durch die Leitung 10 nach dem Absorptionsgefäß in kaltem Zustande zurück, wo direkt die Mischung mit den kalten, aus dem Generator kommenden Ammoniakdämpfen vor sich geht.

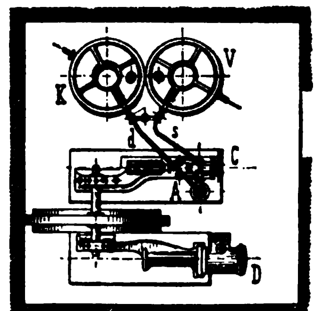
Durch zahlreiche Versuche ist festgestellt worden, daß von der, der Maschine zugeführten Wärme etwa nur 50% nutzbar gemacht werden können, so daß also das effektive Leistungsverhältnis dieser Maschinen viel geringer als dasjenige der folgenden Klasse der Kompressionsmaschinen ist. Aus diesem Grunde werden diese Maschinen in Deutschland kaum noch ausgeführt, sie finden sich höchstens noch dort mit Vorteil vor, wo der Abdampf von Dampfmaschinen oder anderen Betrieben nutzbar gemacht werden kann. Der einzige Vorteil dieser Maschinen gegenüber der nachfolgenden Klasse liegt in dem Fortfall eines größeren Kraftbedarfes, also einer größeren Maschinenanlage.

Der Hauptvertreter dieser Maschinen ist die Carresche Absorptionsmaschine, welche jedoch auch in Deutschland kaum noch gebaut wird und in Betrieb befindlich ist.

B. Die Kompressionskältemaschinen.

Im Gegensatz zu der früheren Klasse können bei ihnen alle Flüssigkeiten mit niedrigem Siedepunkte, sogenannte Kaltdämpfe, zur Anwendung gelangen. Hauptsächlich sind es jedoch nur Ammoniak, Kohlensäure und schweflige Säure, welche als Kälteträger Anwendung finden.

Das allen Maschinen gemeinsame Prinzip ist folgendes. Das in einem Kondensator unter Druck durch Abkühlung verflüssigte Ammoniak (Kohlensäure oder schweflige Säure) tritt durch ein Nadel- oder Regulierventil in die Rohrspiralen eines Verdampfers oder Generators ein, in welchem es verdampft. Die hierzu erforderliche Wärme wird der, den Verdampfer ausfüllenden Kälteflüssigkeit, meistens Salzsoole, entzogen, wodurch die letztere stark abgekühlt wird. Am Ende des Verdampfers werden die Dämpfe durch eine Kompressionspumpe abgesaugt und in derselben wieder auf den zur Verflüssigung im Kondensator erforderlichen Druck verdichtet.



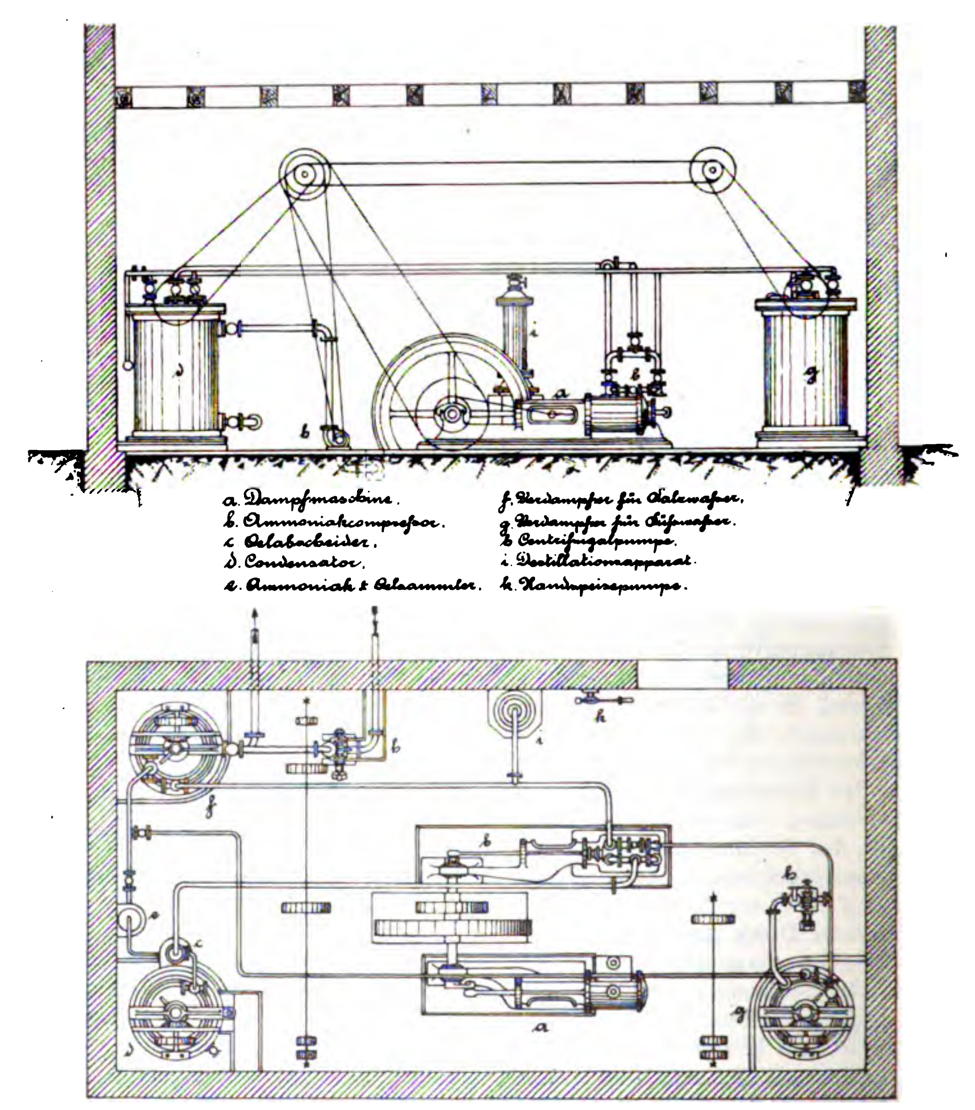
Figur 332.

Die den verschiedenen Temperaturen dieser Kaltdämpfe entsprechenden Drücke oder Sättigungsspannungen p (kg/qcm), die spezifischen Volumina v (cbm/kg) die Flüssigkeitswärmen und Verdampfungswärmen q und r für die drei genannten Kältdämpfe sind in der nachfolgenden Tabelle[1] enthalten.

t[1]	Ammoniak				Kohlensäure				Schweflige Säure			
	p	v	q	r	p	v	q	r	p	v	q	r
−20	1,90	0,646	−17,34	327,2	20,3	0,0195	− 9,55	66,35	0,650	0,508	− 7,25	96,06
−10	2,92	0,432	− 8,83	322,3	27,1	0,0143	− 5,00	61,47	1,037	0,329	− 3,16	93.44
0	4,35	0,298	0	316,1	35,4	0,0104	0	55,45	1,584	0,211	0	91,20
+10	6,27	0,211	9,17	308,6	45,7	0,0075	5,71	47,74	2,338	0,152	3,28	88,29
+20	8,79	0,154	18,66	299,9	58,1	0,0052	12,82	36,93	3,347	0,107	6,68	84,70
+30	12,01	0,114	28,49	289,7	73,1	0,0030	25,25	15,00	4,666	0,076	10,19	80,44

[1] Lex. d. ges. Techn., 1. Aufl. 5. (p. 357) Tab. I.

Die schematische Darstellung einer solchen Kompressionskälteerzeugungsmaschine ist in Figur 332 [1] gegeben. Hierin bezeichnet *D* die Antriebsdampfmaschine, *C* den Ammoniakkompressor, welcher durch die Saugleitung *s* mit dem Verdampfer *V* und durch die Druckleitung *d*, in welche meist noch ein Ölabscheider *A* zum Abtrennen des von den Ammoniakdämpfen etwa mit-



Figur 333.

gerissenen Schmieröles eingeschaltet ist, mit dem Kondensator *K* verbunden ist, aus welchem die Flüssigkeitsleitung das flüssige Ammoniak zu dem Regulierventil und dem Verdampfer zurückführt. In letzterem befindet sich entweder abzukühlendes Süßwasser oder eine gleichfalls abzukühlende Salzlösung. Im ersteren Falle darf die Abkühlung natürlich nicht unter den Gefrierpunkt des Süß-

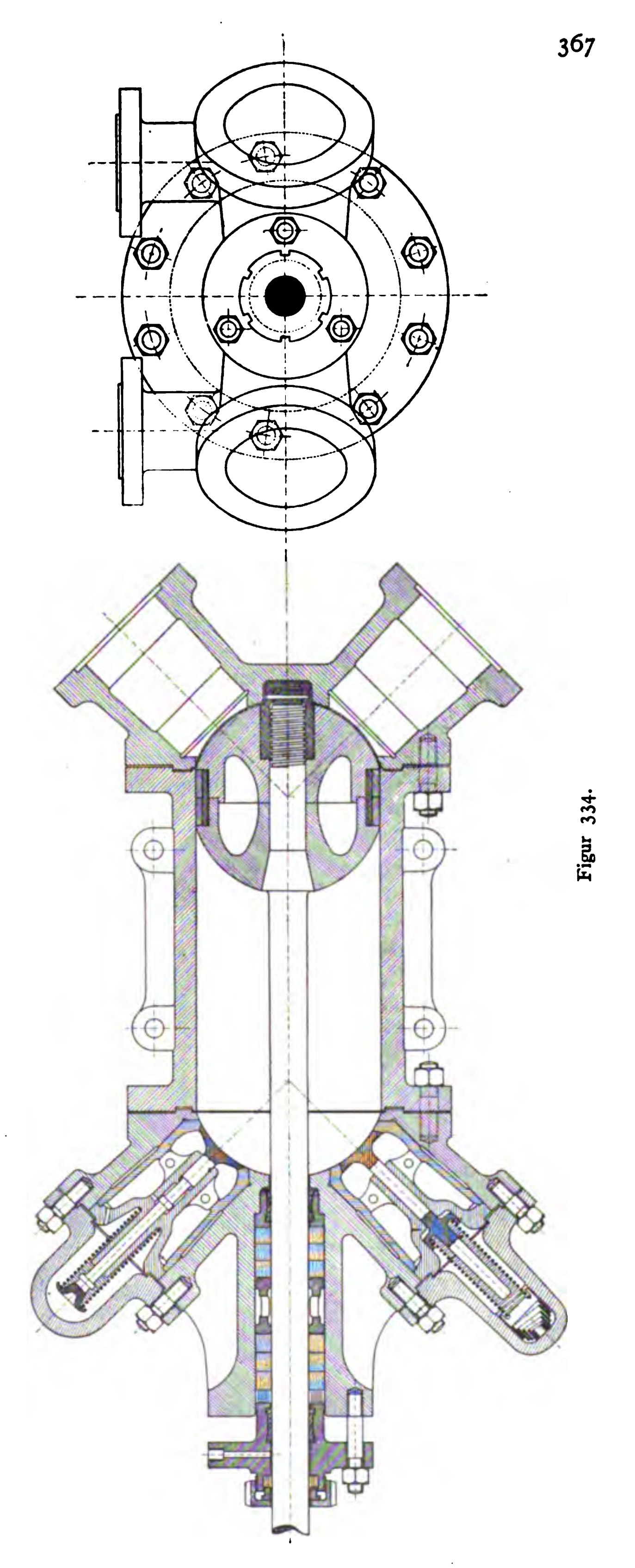
[1] Lexikon d. ges. Technik. 1. Aufl. 5. p. 359.

wassers getrieben werden. Solche Süßwasserkühler dienen z. B. zur Herstellung des Kühlwassers für die Gärbottige in Bierbrauereien.

Die Salzwasserkühler sind, wenn in ihnen Kunsteis erzeugt werden soll, meistens kastenförmig gestaltet.

Die Anordnung einer Kühlmaschinenanlage der Maschinenbauanstalt HUMBOLDT in Kalk bei Köln a. R. ist in Figur 333 im Aufriß und Grundriß dargestellt. Aus der der Figur beigegebenen Buchstabenerklärung ist die Bedeutung der einzelnen Teile der Maschinenanlage ohne weiteres verständlich. Die von der Dampfmaschine angetriebene Transmissionsanlage dient einmal zum Antrieb der Salzwasserzirkulationspumpe *h*, sowie der Rührvorrichtungen im Kondensator *d* und in den beiden Verdampfern für Salzwasser *f* und Süßwasser *g*. In die Druckleitung vom Kondensator *d* zum Verdampfer *f* ist noch ein Öl- und Ammoniaksammler eingeschaltet. *i* ist der Destillationsapperat zur Ergänzung des im Kreislaufe in der Maschine befindlichen Ammoniaks, welcher durch eine kleine Handspeisepumpe aus den Salmiakballons gespeist wird.

Figur 334 zeigt die Einrichtung eines LINDEschen Kompressors, welcher mit je einem Saug- und Druckventil an jeder Zylinderseite und einer langen, in besonderer



Figur 334.

Weise das Austreten von Ammoniakdämpfen verhütenden Stoffbüchse versehen ist. Bei derselben wird zwischen zwei Packungen mittelst einer sogenannten Laterne ein Hohlraum gebildet und mit einer bestimmten Sperrflüssigkeit gefüllt gehalten, welche bei vollständiger chemischer Neutralität gegen den Kälteträger nicht bloß die Aufgabe hat, den Kompressionsraum von der Atmosphäre abzuschließen, sondern auch, in den Zylinder eindringend, die schädlichen Räume auszufüllen und die Reibung der inneren Organe zu vermindern. Die Sperrkammer wird in der Regel mit der Saugleitung verbunden. Als Material für die beiden Packungen werden verwendet: Bei NH_3 entweder Baumwollschnüre mit abschließendem Gummiring oder Metallpackungen, bei SO_2 neuerdings auf der inneren Seite Metallpackung, auf der äußeren Seite Talkumschnüre mit einem abschließenden Gummiringe, bei CO_2 Lederstulpen. Als Sperrflüssigkeit findet sich bei NH_3: besonders präpariertes Mineralöl (Kompressoröl), bei CO_2 Glyzerin. Bei SO_2 unterbleibt die Anwendung einer Sperr- und Schmierflüssigkeit wegen der chemischen Einwirkungen.

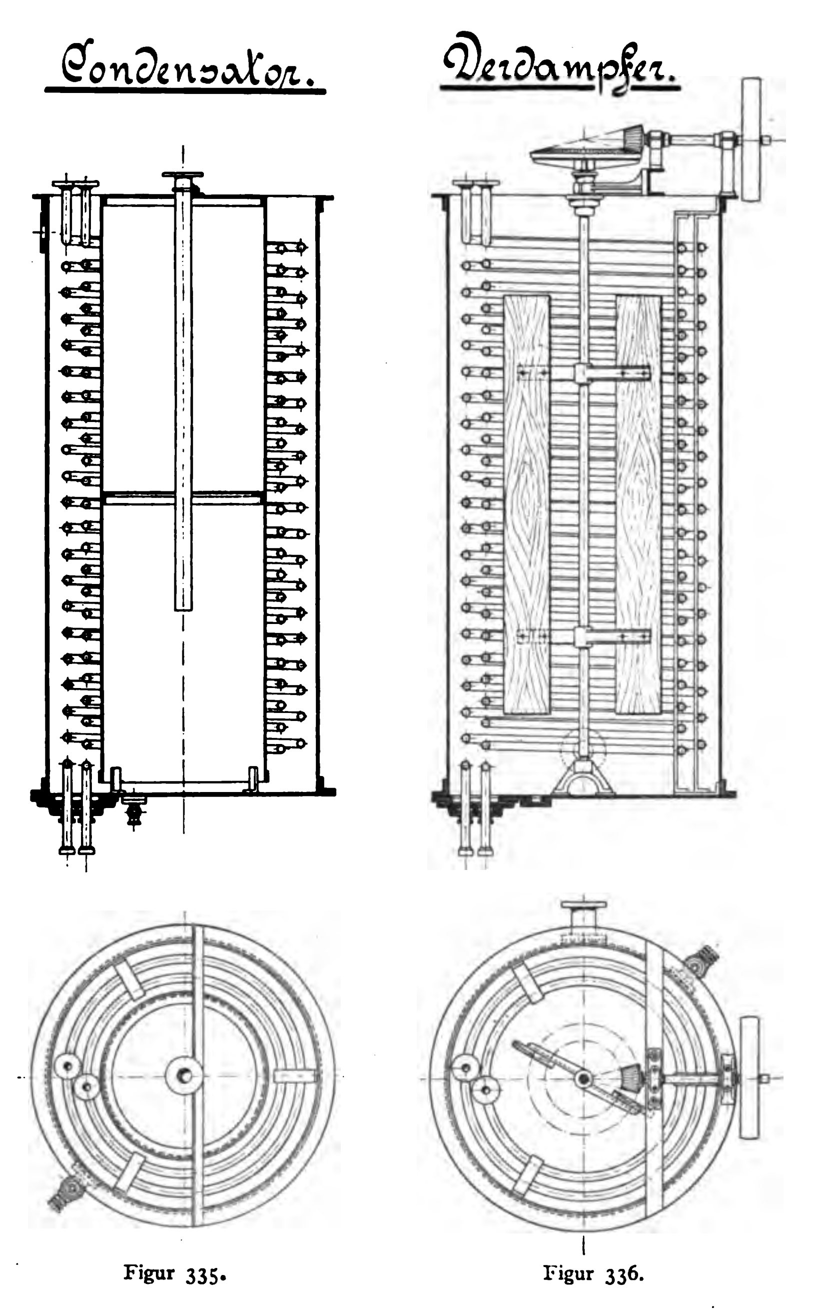
Die Figuren 335, 336 zeigen einige Anordnungen des zu diesem Kompressor gehörigen Kondensators und Verdampfers in den Vertikalschnitten, ohne und mit einem Rührwerk zum Zwecke eines möglichst lebhaften Wärmeaustausches.

Um einen Vergleich der Leistungen von Ammoniak, Kohlensäure und schwefliger Säure zu erreichen, wurden in der Versuchsstation des Polytechnischen Vereins zu München unter möglichst gleichen Verhältnissen Versuche angestellt, deren Resultate in der nachstehenden Tabelle wiedergegeben sind. Hierbei arbeiteten drei Maschinen von gleicher Kälteleistung unter vollkommen gleichen äußeren Bedingungen. Das Kühlwasser lief dem Kondensator mit ungefähr 10° C. zu. Die Kondensatoren und Verdampfer hatten bei den drei Maschinen dieselbe Größe der Oberflächen. Der Antriebsdampf wurde aus dem gleichen Dampfkessel mit gleichem Drucke geliefert. Die Umdrehungsgeschwindigkeit war je für eine Maschine die gleiche während der verschiedenen Versuche.

	Ablauftemperatur des		Kälteleistung pro Stunde W. E.	Indizierte Arbeit der Dampfmaschine in PS.	Kälteleistung pro Stunde und indiz. PS. W. E.
	Kühlwassers	Salzwassers			
(1893)	19,29	+ 2,81	86412	16,00	5401
	20,01	− 5,07	66515	16,70	3983
	19,60	− 12,90	43539	15,49	2811
NH_3	19,59	− 21,04	30611	14,44	2120
	34,26	− 4,96	55511	21,91	2534
(1894)	20,26	+ 2,87	78605	19,26	4081
	20,80	− 4,97	63100	21,55	2928
	20,85	− 13,13	48037	21,70	2214
CO_2	20,50	− 21,55	34390	20,55	1673
	35,69	− 5,10	58904	28,36	2077
1889)	19,72	+ 3,04	76490	21,81	3507
	19,70	− 4,99	53360	20,88	2556
	19,59	− 12,90	34720	18,75	1852
SO_2	19,51	− 21,00	17130	15,93	1075
	35,18	− 4,99	46910	27,56	1702

Aus der Tabelle geht zunächst hervor, daß die Kälteleistung bei Ammoniak die absolut größte für eine indizierte Pferdestärkenstunde war, nämlich 5401 W. E. gegen 4081 bei Kohlensäure und 3507 bei schwefliger Säure. Wie durch Versuche gleichfalls festgestellt ist, sind die Ventilwiderstände bei den verschiedenen

Maschinen verschieden und zwar für Ammoniak am kleinsten (etwa 0,1 Atm.), für schweflige Säure etwa 0,12 und für Kohlensäure etwa 0,8 Atm. auf der Saugseite und etwa um ein Viertel mehr auf der Druckseite. Diesen Druck-



Figur 335. Figur 336.

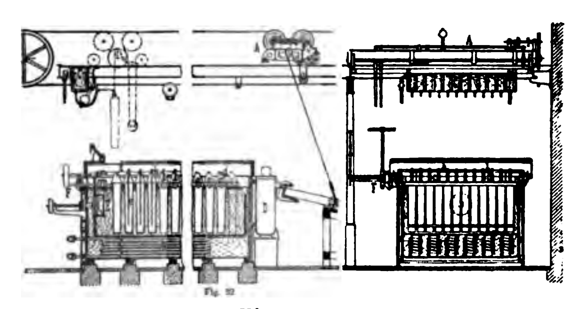
differenzen entsprechen nun aber Temperaturdifferenzen, wie die vorstehende Zusammenstellung sie zeigt. Während hiernach die Effektverluste infolge der Ventilwiderstände (bei $t_2 = 20^0$) fur NH_3 mindestens $6\,^0/_0$, für CO_2 mindestens $8\,^0/_0$ betragen, findet man für SO_2 mindestens $16\,^0/_0$. Die Erhöhung des Arbeitsverbrauches infolge der äußeren (Reibungs-)Widerstände, welche bei den Kalt-

luftmaschinen und bei den Schwefeläthermaschinen wegen der großen Zylinderdimensionen von hervorragendem Einflusse waren, spielen bei den neueren Kaltdampfmaschinen keine wesentliche Rolle. Sie wurden bei NH_3 und CO_2 zu etwa $5\,^0/_0$, bei SO_2 zu etwa $10\,^0/_0$ gemessen.

Überblickt man die Art und Weise und die relative Größe der vorstehend erörterten Verluste, so ergibt sich:

1. daß der kalorische Wirkungsgrad, welcher dem grundsätzlich ausgeführten Arbeitsvorgang entpricht, für NH_3 und SO_2 ein annähernd gleich hoher ist, zirka 90^0, während er für CO_2 je nach der Temperatur t' von $80\,^0/_0$ bis unter $40\,^0/_0$ herabsinkt und
2. daß infolge der Ventilwiderstände und der passiven Widerstände der Arbeitsverbrauch bei sonst gleichen Verhältnissen für SO_2 um wenigstens $15\,^0/_0$ größer ausfallen muß, als für NH_3.

Die Konstruktion eines Eiserzeugungsapparates. oder Generators ist aus Figur 337[1] im Längsschnitt und Querschnitt zu ersehen. Das zur Eisfabrikation dienende Wasser wird in Blechzellen eingefüllt und die letzteren in eine Salzlösung eingetaucht, welche in dem Generatorkasten durch Abgabe von Wärme an die im unteren Teile des Kastens liegenden Verdampferspiralen auf einer Temperatur von ungefähr -6^0 gehalten wird.



Figur 337.

Der Kältebedarf eines solchen Generators pro kg Eis berechnet sich aus der Gleichung

$$w = (l + s)(t + 80 - 0{,}5 \cdot t_1) + V,$$

worin t die Einfülltemperatur des Süßwassers, t_1 die Temperatur der Salzlösung oder des Eises, V die Wärme, welche den Zellen und den Zellenwagen zu entziehen ist, einschließlich der durch Leitung und Strahlung von außen her eindringenden Wärme und der Kondensationswärme der aus der atmosphärischen Luft an die kalten Flächen sich niederschlagenden Feuchtigkeit. Die Gesamtwärme w beträgt niemals weniger als 120 W.E. für 1 kg Eis, meistens jedoch weit mehr. Die genannten Zellen sind reihenweise in Rahmen gefaßt, die sich mittelst Rollen auf Schienen in der Längenrichtung des Generators verschieben lassen. Am vorderen Ende hebt ein Laufkran A je eine Zellenreihe mit ausgefrorenem Inhalt aus der Salzlösung, taucht sie in ein mit lauwarmem Wasser gefülltes Gefäß, das sogenannte Auftaugefäß D, um das Eis von den Zellenwandungen abzulösen, und hebt sie alsdann auf eine Kippvorrichtung, auf welcher die Entleerung der Zellen erfolgt. Die entleerte Zellenreihe wird durch den Laufkran an das hintere Ende des Generators transportiert, durch eine mechanische Füllvorrichtung C werden alle Zellen gleichzeitig auf richtige Höhe gefüllt und, nachdem die sämtlichen Zellenreihen durch einen Vorschubmechanismus F um eine Teilung vorgeschoben wurden, in die Salzlösung eingetaucht. Die Verdampferröhren H befinden sich in der Regel (getrennt durch einen Zwischenboden) unter den Zellen, und wird die Salzlösung durch Flügelräder E unterhalb längs der Rohre und oberhalb zwischen den Zellen hindurch in so lebhafter Bewegung erhalten, daß die Temperaturunterschiede an den verschiedenen Stellen des Generators nicht mehr betragen als $0{,}5^0$ C. Die auf solche Weise hergestellten Eisblöcke haben meist eine Länge

[1] Lexikon d. ges. Technik. 1. Aufl. 5. p. 368. Figuren 32 und 32a.

von 1 m, ein Gewicht von 18—25 kg und bedürfen zum Ausfrieren (bei —6° C.) etwa 12—24 Stunden.

Zur Herstellung sogenannten kristallklaren Eises sind verschiedene Methoden angewandt worden, einmal die Verwendung von destilliertem Wasser zum Einfüllen in die Zellen, welches also möglichst von Luft befreit ist und sodann die Bewegung sogenannter Flossen oder Lamellen, wie solche in Figur 337 links dargestellt und mit *c* bezeichnet sind, welche in das Wasser eintauchen und in wagerechte Schwingungen versetzt werden, wodurch möglichst alle Luft aus den Eiszellen entfernt wird. Allerdings bleibt immer noch ein gewisser Kern nach dem Ausheben der Lamellen von dem Trübeis bestehen (10—12%), welcher nicht entfernt werden kann.

Soll die in den Verdampfern abgekühlte Salzlösung nicht zur Eiserzeugung, sondern zur Abkühlung von Lagerräumen und anderen Betriebsräumen dienen, so sind zweierlei Methoden in Gebrauch.

Bei der einen wird die Salzlösung direkt durch Rohrschlangen geleitet, welche an den Decken der kühlenden Räume, z. B. Lagerräume, für Nahrungsmittel, Lagerkeller von Bierbrauereien usw. entlang geführt sind. Bei der anderen Methode wird die in die betreffenden Räume einzuführende bezw. zur Ventilation und Kühlung dienende Luft in besonderen Luftkühlapparaten abgekühlt, welche meist aus zwei Kammern bestehen, in welchen sich Rohrspiralen befinden, in denen sich Salzwasser zirkuliert. Durch verstellbare Klappen kann die Luft entweder der einen oder der anderen Kammer zugeführt werden, wobei stets die eine Kammer mit kalter Lösung gespeist wird, während in der anderen Kammer durch Durchleiten warmen Wassers durch die Rohrspiralen ein Auftauen der an der Oberfläche der Spiralen gebildeten Niederschläge bewirkt wird. Die Umschaltung dieser Kammern erfolgt je nach Bedarf in bestimmten Zeiträumen.

Eine Ausführung der letzteren Art der Firma Maschinenbauanstalt „HUMBOLDT“ in Kalk bei Köln ist auf Tafel 3 abgebildet und durch die der Tafel beigeschriebene Buchstabenerklärung ohne Weiteres verständlich.

Die Anordnung einer vereinigten Eis- und Kühlmaschinenanlage der Gesellschaft für LINDES Eismaschinen in Wiesbaden für die Farbwerke BAYER & Co. in Leverkusen ist in den Tafeln 4—7 dargestellt. In diesen Tafeln gelten folgende Bezeichnungen. Es ist:

a) die Zudampfleitung;
b) die Abdampfleitung;
c) die Einspritzwasserleitung;
d) die Überlaufleitung der Luftpumpe;
e) die Wasserleitung zum Kühlturm;
f) die Kaltwasserleitung zum Kühlturm;
g) die Wasserleitungen zu den Kondensatoren;
h) die Überlaufleitungen von den Kondensatoren;
i) die Kühlwasserleitung des Flüssigkeitskühlers;
k) die Warmwasserleitung zum Auftaugefäß;
l) die Salzwasser-Saugleitung;
m) die Salzwasser-Druckleitung;
n) die Kondenswasserleitung;
o) die Ammoniak-Druckleitung;
p) die Ammoniak-Saugleitung;
q) die Ammoniak-Flüssigkeitsleitung;
r) die Naßluftleitung;
s) die Auspuffleitung.

Über die Kälteleistung usw. dieser Anlage macht die letztere Firma folgende Mitteilungen. Die Anlage besteht 1. aus einem LINDEschen Doppelkompressor

Nr. VI + VI, gekuppelt mit einer einzylindrigen Ventil-Dampfmaschine für eine Erzeugung von 2000 kg Blockeis pro Stunde. 2. aus einem Kompressor Nr. VIII, gekuppelt mit einer Tandem-Ventil-Dampfmaschine für eine Erzeugung von 2200 kg Blockeis pro Stunde, 3. aus einem Doppelkompressor Nr. VIII + VIII, gekuppelt mit einer Tandem-Ventil-Dampfmaschine für eine Erzeugung von 4400 kg Blockeis pro Stunde. Die Anlagen 1 und 2 sind zur Erzeugung von Blockeis und zur Abgabe von Kühlung mittels zirkulierender Salzsoole eingerichtet, die Anlage 3 arbeitet nur auf Blockeis.

Die Dampfmaschinen dienen nur zum Antrieb der mit ihnen gekuppelten Ammoniak-Kompressoren, während sämtliche Zubehöre wie Rührwerke, Vorschubvorrichtungen der Generatoren, Salz- und Kühlwasserpumpen einen eigenen Antrieb mittels elektrischer Motore haben.

Auch die Eiskrane sind elektrisch angetrieben und zwar hat Anlage 1 einen Seilkran, Anlage 2 ein Zweimotorenkran, und die beiden Generatoren der Anlage 3 zwei Einmotorenkrane.

Im Folgenden soll an einem Beispiel noch die Wärmeleistung, der Kraft- und Kohlenverbrauch eines Salzwassereiserzeugers oder Generators angegeben werden.

Beispiel. In einem Salzwassergenerator zirkulieren in der Stunde 69,85 cbm = 69 850 l Salzsole. Die Eintrittstemperatur derselben in den Generator beträgt $-2{,}6^0$ C., die Austrittstemperatur der Sohle nach erfolgter Abkühlung im Generator $-4{,}97^0$ C., die Abkühlung derselben also $2{,}37^0$. Da die spezifische Wärme der Salzlösung bei 23^0 Baumé = 0,86 W. E./kg beträgt, so ist die gesamte Kälteleistung = 69 850 · 0,86 · 2,37 = 142 368 W. E. Der Inhalt des Generators sei 34,200 cbm, die stündliche Erwärmung von außen beträgt 714 W. E., so daß die wirkliche, nutzbare Kälteleistung 142 368 — 714 = 141 654 W. E. beträgt. Der hierzu erforderliche Kraftbedarf der Kältemaschine beträgt 46,1 PS_e, der Dampfverbrauch für 1 PS_i ist = 7,51 kg, der Kohlenverbrauch 34,62 für PS_i-Stde., folglich die Kälteleistung für 1 $PS_e = \frac{142\,368}{34{,}62} = 3088$ W. E. oder für 1 kg Kohle $= \frac{142\,368}{34{,}62}$ = 4100 W. E.

Für überschlägliche Berechnungen sind etwa folgende Werte anzunehmen:

	Ammoniak ° C.	Schwefl. Säure ° C.	Kohlensäure ° C.
Bei der Temperatur vor dem Regulierventil .	20	20	20
Gesamte indizierte Leistung im Kompressor PS_i	21	21,5	27,6
Effekt. Leistung der Maschine PS_e	36,7	37,2	43,7
Nutzbare Kälteleistung, effektiv in W. E. . .	79 766	79 776	79 776
Kälteleistung für eine effektive PS_e in W. E. .	2174	2144	1825
Kälteleistung für eine effektive PS_e der Kompressorarbeit in W. E.	3798	3710	2944

Ferner kann man für Ammoniakkältemaschinen folgende mittleren Werte annehmen: als mittlere Temperatur im Kondensator 25—35^0 C., Kompressionsdruck 10—12 Atm., mittlere Verdampfertemperatur -14^0, Verdampferdruck 3,0 kg/qcm, und für 1 kg Eis kann daher im Mittel eine Kälteleistung der Maschine von 100—120 W. E. gerechnet werden.

§ 4. Die flüssigen Gase und ihre Herstellung.

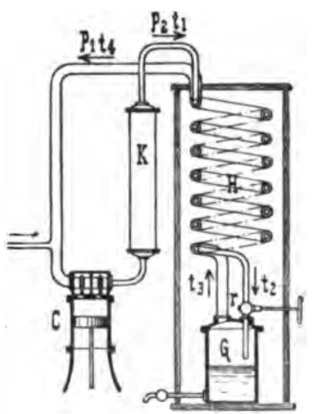
Während man bis vor nicht zu langer Zeit eine Anzahl von Gasen als permanente Gase bezeichnete, d. h. als solche, welche in der Natur nur in gasförmigem Zustande vorhanden seien, wie z. B. Wasserstoff, Sauerstoff, Stick-

stoff, ist es gegenwärtig gelungen, alle Gase (mit Ausnahme des Heliums) im flüssigen und teilweise auch im festen Zustande herzustellen und ihre Siedepunkte und kritischen Temperaturen zu bestimmen. Insbesondere waren es CAILLETET in Paris und RAOUL PICTET in Genf, welche zuerst die Verflüssigungen einer Reihe wichtiger Gase ausführten. Von besonderer Bedeutung war die zuerst von LINDE ausgeführte Verflüssigung der Luft, zunächst versuchsmäßig und später im großen Maßstabe bei einer Temperatur von -140^0 und einem Drucke von 30 Atm.

Die folgende Tabelle gibt für die verschiedenen Gase die kritischen Drücke und Temperaturen sowie den Siedepunkt bei atmosphärischer Spannung und den Erstarrungspunkt an.

Stoff	Kritischer Druck Atm.	Kritische Temperatur ° C.	Siedepunkt bei atmosphärischer Spannung ° C.	Erstarrungspunkt ° C.
1. Wasserdampf	200	+ 365	+ 100	+ 0°
2. Ammoniak	115	− 130	− 33	− 77°
3. Kohlensäure	75	− 31	− 80	− 56° bei 5 Atm.
4. Sauerstoff	51	− 119	− 182	
5. Atmosphärische Luft . .	39	− 140	− 191	
6. Stickstoff	35	− 146	− 194	− 214°
7. Wasserstoff	20	− 234	− 243	

Das Prinzip der wichtigsten Gas- und Luftverflüssigungsapparate ist im wesentlichen dasselbe, wie dasjenige der Maschinen zur Kälteerzeugung, indem durch eine möglichst hoch getriebene Kompression und möglichst tiefe Abkühlung schließlich die Verflüssigung der Gase bewirkt wird. Der Unterschied der verschiedenen Systeme liegt lediglich in der mehr oder weniger vollkommenen Wärmezufuhr, in der Anwendung des Gegenstromprinzips und in der Ausführung der Kompression.



Figur 338.

In Figur 338 ist der LINDEsche Luftverflüssigungsapparat schematisch dargestellt. Bei demselben sind zwei Kompressoren angewandt, die Luft wird also zweistufig zunächst auf ca. 16 und hierauf auf ca. 190 Atm. komprimiert, so daß das Kompressionsverhältnis im zweiten Kompressor etwa ein zwölffaches ist. Das linke Rohr führt die Luft mit einem Drucke p_1 von ca. 16 Atm. vom ersten Kompressor in die Leitung, welche zum Saugventil des zweiten Kompressors C führt. Hier wird die Luft auf ca. 190 Atm. komprimiert und tritt zunächst durch einen Röhrenschlangenvorkühler K, aus welchem sie mit der Temperatur t_1 = rund 20^0 C. in den Gegenstromkühlapparat H eingeführt wird. In dem letzteren befinden sich Doppelschlangen, deren innere die hochkomprimierte Luft enthält, während die dieselbe umgebende Schlange stark abgekühlte Luft nach dem Saugraume des zweiten Kompressors zurückführt. Am Ende der inneren Rohrschlange befindet sich ein von außen durch ein Handrad einstellbares Regulierventil, aus welchem die hochkomprimierte und beim Durchgang durch den Gegenstromkühler H am unteren Ende bereits verflüssigte Luft ausfließt. Durch die hierbei erfolgende Expansion im Raume G des Luftsammlers am unteren Ende der Spiralen findet eine weitere starke Temperaturerniedrigung statt. Die bei der Expansion von

190 auf etwa 16 Atm. verdampfte Luft wird durch die, die innere Spirale umgebende äußere Spirale, wie bereits bemerkt, abgesaugt und wiederum in den Kompressor *C* zurückgeführt. Im Zuleitungsrohr zum Kompressor *C* herrscht am oberen Ende des Gegenstromkühlapparates eine Temperatur t_4, welche nahezu gleich der Temperatur der vorkomprimierten Luft beim Eintritt in die innere Spirale ist. Da jedoch stets kältere Luft abgesaugt wird, so wird auch die mittlere Kompressionsendtemperatur stets sinken, bis allmählich ein Beharrungszustand eingetreten ist. Da die Abkühlung bei 1 Atm. Spannungsabnahme bei der Expansion rund 0,25° C., also bei $190 - 16 = 174$ Atm. $\frac{174}{4}$ oder rund 43,5° bei jedem Kolbenhub beträgt, so wird nach etwa vier Kolbenhuben bereits eine Temperatur von —160° C. erreicht werden, welche für die dauernde Verflüssigung oder Kondensation der Luft ausreichend ist, da dieselbe ja theoretisch schon bei 39 Atm. und —140° C. erfolgen soll. Das Wesentliche des Lindeschen Apparates besteht also darin, daß ein Teil der verflüssigten Luft expandiert, hierbei noch weiter abgekühlt wird, mit dieser Temperatur durch den Gegenstromkühlapparat hindurchgesaugt wird und somit die frischankommende, hoch komprimierte wärmere Luft allmählich auf die Endtemperatur abkühlt. Durch das linke Rohr wird vom ersten Kompressor so viel Luft zugeführt, als dauernd verflüssigt werden soll, während die durch das äußere Rohr zurückgesaugte Luftmenge stets wieder in den Kreislauf zu dem genannten Zweck zurückgeführt wird. Die am Boden des Gefäßes *G* sich sammelnde, flüssige Luft kann durch den Überdruck in demselben beim Öffnen eines Ablaßhahnes abgelassen werden. Bei neueren größeren Anlagen der Luftverflüssigungsmaschinen nach dem Lindeschen Systeme werden je nach der Leistung zwei bis drei Kompressoren für ein System angewandt. Die Gesellschaft für Lindes Eismaschinen in München baut Maschinen zur Herstellung der flüssigen Luft für Apparate zwischen 0,75 und 100 l in der Stunde. Der Kraftbedarf ist ein verhältnismäßig sehr großer, man rechnet je nach der Größe der Maschine für 1 l flüssiger Luft etwa 2—3 PS. Bei einer Produktion von 100 cbm eines Gasgemisches aus gleichen Teilen Sauerstoff und Stickstoff soll eine Leistung von 1 cbm für 1 PS.-Stunde erreicht worden sein.

Da die flüssige Luft in offenen Gefäßen, den sogenannten Dewarschen Flaschen, aufbewahrt wird, so wird fortgesetzt eine Verdampfung vor sich gehen und zwar entweicht stets mehr Stickstoff als Sauerstoff, so daß die Luft allmählich sauerstoffreicher wird, wobei sie sich unter atmosphärischen Druck auf —191° C. abkühlt.

Wird durch Absaugen des verdampfenden Stickstoff-Sauerstoff-Gemisches aus einem mit flüssiger Luft gefüllten Gefäß der Druck erniedrigt, so findet eine derartig lebhafte Verdampfung und Temperaturerniedrigung statt, daß der noch in der Flüssigkeit enthaltene Stickstoff in fester Form abgeschieden wird.

Das Luftverflüssigungsverfahren und die nachher erfolgende Verdampfung der verflüssigten Luft im Vakuum oder unter atmosphärischem Drucke gibt Mittel an die Hand, den Stickstoff der Luft von dem Sauerstoff zu trennen und hierdurch einerseits möglichst sauerstoffreie Stickstoffe und auch nahezu stickstofffreie Sauerstoffe zu gewinnen. Das aus der flüssigen Luft erhaltene Gasgemisch, welches bereits einen Sauerstoffgehalt von 50—60 % hat, wird kurzweg technischer Sauerstoff genannt. Derselbe gibt mit Wasserstoff, Wassergas und Leuchtgas gemischt, eine außerordentlich heiße Flamme, deren Temperatur bis zu 2000° steigen kann und daher zu zahlreichen metallurgischen und sonstigen technischen Zwecken Verwendung findet.

Die Verwendung sowohl der flüssigen Luft, als auch der übrigen

verflüssigten Gase in der Technik ist bereits eine derartig vielseitige, daß es erübrigt, hierauf näher einzugehen.[1]

Bei der immer ausgedehnter werdenden Anwendung dieser Gase in der Technik und im gewerblichen Betriebe ganz allgemein einerseits, der großen Explosionsgefahr andererseits, sind Vorkehrungen zur Vermeidung von Explosionen in ausgedehntem Mase getroffen worden.

Über die gesetzlichen Vorschriften und die von der chemischen Berufsgenossenschaft erlassenen Unfallverhütungsvorschriften für die Verwendung dieser Gase ist folgendes zu bemerken.

Die wichtigsten hierher gehörigen Vorschriften sind enthalten in den „Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaft der chemischen Industrie Berlin, Carl Heymanns Verlag 1904", p. 151 und folgende, wo unter Nr. 10 Vorschriften für den Betrieb von Apparaten und Gefäßen unter Druck, welche den Bestimmungen für Dampffässer nicht unterliegen, angeführt sind. Der Inhalt derselben ist im folgenden (p. 376) wiedergegeben. In allerneuester Zeit hat der preußische Handelsminister dem Verein zur Wahrung der Interessen der chemischen Industrie Deutschlands den Entwurf einer Polizeiverordnung, betr. den Verkehr mit verdichteten und verflüssigten Gasen zur Begutachtung zugehen lassen, zu welchem gleichfalls ein vorläufiger Entwurf von Unfallverhütungsvorschriften für die Fabrikation und Verwendung von komprimierten Gasen vom genannten Verein aufgestellt worden ist. Beide Entwürfe finden sich in der Zeitschrift „Die chemische Industrie" Nr. 24, vom 15. Dezember 1904, p. 689 und 693. Es steht zu hoffen und zu erwarten, daß beide Entwürfe baldigst zur Ausführung kommen werden. Erwähnenswert sei aus dem ersteren derselben die Zusammenstellung der Probedrücke, welche betragen sollen für:

flüssige Kohlensäure	190	Atm.	Überdruck
„ schweflige Säure	12	„	„
flüssiges Ammoniak	30	„	„
„ Chlor	22	„	„
„ Chlorkohlenoxyd	30	„	„
„ Nitroxydul	180	„	„

Verdichteter Sauerstoff, verdichteter Wasserstoff und verdichtetes Leuchtgas dürfen mit einem Druck von höchstens 200 Atm. in den Verkehr gebracht werden. Die weiteren, außerordentlich interessanten und wichtigen Bestimmungen finden sich an der genannten Stelle und sei bei der Wichtigkeit dieser Vorschriften für die chemische Industrie deren Studium dringend empfohlen.

Über die Frage der Bekämpfung der Explosionsgefahr beim Transport verdichteter Gase in Stahlflaschen und anderen Gefäßen, sowie über die Ursachen einiger im Laufe der letzten sieben Jahre bekannt gewordener Explosionen von Flaschen gibt eine interessante Abhandlung von A. LANGE, Niederschönweide eingehende Belehrung, auf welche hier verwiesen werden mag.[2]

Über die Ursachen einer höchst bedauerlichen, mit schweren Unfällen verbundenen Explosion einer Wasserstoffflasche in der Chemischen Fabrik Griesheim-Elektron II zu Bitterfeld wird Näheres in der Zeitschrift für Dampfkessel und Dampfmaschinenbetrieb 1902, p. 325, berichtet, welche Angaben bei der großen Wichtigkeit der Frage hier wiedergegeben zu werden verdienen:

[1] Näheres siehe: „Die Industrie der verdichteten und verflüssigen Gase." Eine ausführliche Darstellung der Eigenschaften, Herstellung und gewerblichen Verwendung der gasförmigen Körper, welche in verdichteter Form Handelsartikel geworden sind, von Dr. E. LUHMANN, Wien und Leipzig, Hartlebens Verlag. 1904, sowie Handb. d. angew. physik. Chemie: C. u. F. LINDE, Theorie und Praxis der Gasverflüssigung, Eigenschaften und Anwendung ihrer Produkte. — [2] Zeitschrift für angewandte Chemie. 1902. Heft 51. A. LANGE, Niederschönweide. Zur Bekämpfung der Explosionsgefahr beim Transport verdichteter Gase.

Unfallverhütungsvorschriften der Berufsgenossenschaft der chemischen Industrie.

Inhalt.

Anhang.

„Die Explosion erfolgte am 9. April um etwa $10^1/_2$ Uhr vormittags im Kompressionsraum der Chemischen Fabrik Griesheim-Elektron II zu Bitterfeld. Ich traf am darauffolgenden Morgen an der Unfallstelle ein und wurden mir von seiten der dortigen Betriebsleitung die Bruchstücke der Flasche zur Untersuchung vorgelegt. Die Flasche hatte einen Inhalt von 11 l und war innerhalb der letzten drei Jahre, wie aus dem Prüfungsstempel hervorging, auf 250 Atm. amtlich geprüft. Die Bruchflächen waren an allen Seiten durchaus gesund und von gleichmäßiger Dicke. Die Wandstärke betrug 5—5,4 mm. Nach Aussage der Betriebsleitung und der im Kompressionsraum beschäftigten Leute war der Kompressor am Tage der Explosion bereits einige Stunden in Betrieb gewesen und hatte anstandslos gearbeitet. Nach Maßgabe der Wandstärken der Bruchflächen der Flasche konnte diese durch den Kompressordruck, welcher maximal 150 Atm. hinter dem Hochdruckzylinder beträgt, nicht geplatzt sein. Es mußte daher ein anderer Umstand zur Explosion geführt haben. Die hierüber angestellte Untersuchung ergab, daß die Flasche von einem Kunden der chemischen

Fabrik, welcher wiederholt schon Wasserstoff in eigenen Flaschen erhalten hatte, mit anderen leeren Flaschen zum Füllen eingesandt war. Da die einsendende Firma auch komprimierten Sauerstoff herstellt, so lag die Möglichkeit nahe, daß die explodierte Flasche mit Sauerstoff gefüllt gewesen war, welche Vermutung auch die Besitzer der Flasche bestätigen mußten. Wie die mit Sauerstoff gefüllte Flasche zusammen mit leeren Wasserstoffflaschen an die chemische Fabrik gelangen konnte, ist bis jetzt noch nicht endgültig klargestellt. Jedenfalls aber behaupten die Expedition sowohl, als auch die im Kompressionsraum beschäftigten Arbeiter, daß die Flasche nicht als Sauerstoffflasche kenntlich gewesen wäre. Dieselbe wurde daher von den Arbeitern genau wie eine leere Wasserstoffflasche behandelt und an die Fülleitung des Kompressors angeschraubt. Da zuerst, wie das Manometer an der Fülleitung anzeigte, kein Wasserstoff in die angeschlossene Flasche hineinging, glaubte der mit dem Füllen betraute Arbeiter, daß das Flaschenventil verstopft sei, wie dies schon wiederholt beim Füllen von Flaschen vorgekommen war. Er entfernte deshalb die Flasche wieder von der Fülleitung und öffnete das Flaschenventil, um eventuelle Verschmutzung durch Ausblasen zu beseitigen. Da zu füllende Flaschen wiederholt mit einigen Atmosphären Druck zurückgegangen waren, maß der Füller dem Umstand, daß das in der Flasche enthaltene Gas nach Öffnen des Flaschenventils mit Druck abblies, keine Bedeutung bei. Er schloß hiernach die Flasche wieder an die Fülleitung an und jetzt war dem Wasserstoff Gelegenheit gegeben, da der Flaschendruck geringer war als der der Fülleitung, in die gefüllte Sauerstoffflasche einzudringen. Es bildete sich ein Knallgasgemisch, welches jedenfalls durch Ölteilchen aus der Fülleitung zur Entzündung und Explosion gebracht wurde. Die Explosion mußte, dem Zustande des Kompressionsraumes nach zu urteilen, von enormer Heftigkeit gewesen sein. Der zuerst Getötete wurde buchstäblich zerrissen und fortgeschleudert, zwei andere Arbeiter erhielten durch Flaschenbruchstücke schwere innere Verletzungen und starben an demselben, bezw. dem darauffolgenden Tage.

Der Meinung der zur Aufnahme des Tatbestandes erschienenen Behörden, daß kein Verschulden von seiten der chemischen Fabrik vorliegt, kann ich mich nach bester Überzeugung nur anschließen. Dieses Unglück wird jedenfalls zur Folge haben, daß nunmehr gesetzliche Vorschriften[1] erlassen werden, welche ein unfreiwilliges Verwechseln von Flaschen für komprimierte und verflüssigte Gase, deren Inhalte explosive Gemische geben, unmöglich machen.

Ernst Wiss, Ingenieur, Griesheim a. M.“

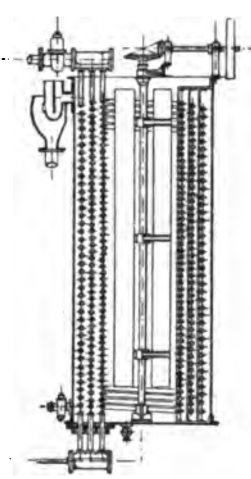
§ 5. Die Kondensatoren.

Man bezeichnet ganz allgemein alle jene Vorrichtungen als Kondensatoren, welche zum Niederschlagen oder zur Kondensation von Dämpfen dienen. Die Einrichtungen derselben bei den Kältemaschinen, den Luft- und Gasverflüssigungsmaschinen ist im wesentlichen die gleiche wie bei den Dampfmaschinen, indessen werden hier nur Oberflächenkondensatoren angewandt. Dieselben bestehen fast ausnahmslos aus schmiedeeisernen Röhren von etwa 30 mm lichter Weite und etwa 4 mm Wandstärke, welche in Längen bis zu 140 m zusammengeschweißt und hierauf entweder spiralförmig oder geradlinig hin- und hergebogen werden. Man vereinigt so viele derartige Rohre durch

[1] Obigem Vorschlage der genauen Markierung derjenigen Gefäße, welche zur Aufnahme komprimierter Gase dienen, kann man nur beistimmen; derartige Verwechslungen werden vielleicht schon oft Unzuträglichkeiten hervorgerufen haben, deren Ursache man sich nicht erklären konnte.

Sammelstücke auf beiden Seiten, als für die Übertragung der Wärme erforderlich sind.

Im wesentlichen unterscheidet man bei denselben zwei Systeme und zwar erstens sogenannte Tauchkondensatoren, bei welchen die Rohrspiralen in einem fast immer zylindrischen Gefäß angeordnet sind, welches das Kühlwasser von unten nach oben durchfließt. Zur besseren Ausnutzung der Kühlwirkung des Wassers sind diese Kondensatoren fast immer mit einem Rührwerk versehen. Den Schnitt eines solchen Kondensators gibt Figur 339, in welchem sowohl die Rohrspiralen, der Wasserablauf, die Sammelbehälter und das Rührwerk deutlich erkenntlich sind. Bei dem zweiten Systeme, den sogenannten Berieselungskondensatoren, fließt das Kühlwasser über die freistehenden Rohrspiralen von oben nach unten. Das Kühlwasser wird am unteren Ende gesammelt und durch eine Zirkulationspumpe stets wieder nach oben gefördert. Bei diesen Kondensatoren wird gleichzeitig die Flüssigkeitswärme des Wassers, sowie die Verdampfungswärme nutzbar gemacht, da ein Teil des Wassers an der Oberfläche beim Niederrieseln verdunstet.



Figur 339.

Die Aufstellung dieser Kondensatoren erfolgt am besten so, daß sie der freien Bewegung der Atmosphäre ausgesetzt sind, jedoch unter Abhaltung der Sonnenstrahlen im Sommer.

Für die Kondensation im Vakuum, welche besonders zur Kondensation des Abdampfes von Dampfmaschinen, sowie der Abdämpfe von Vakuumverdampfapparaten aller Art, der Brüden und Schwaden, von Vakuumkochapparaten, so z. B. der Zuckerindustrie Anwendung finden, dienen entweder stehende oder liegende, meist nach dem Gegenstromprinzip gebaute sogenannte Misch- oder Einspritzkondensatoren, bei welchen das Kühlwasser in direkte Berührung, also zur Mischung mit den zu kondensierenden Dämpfen kommt.

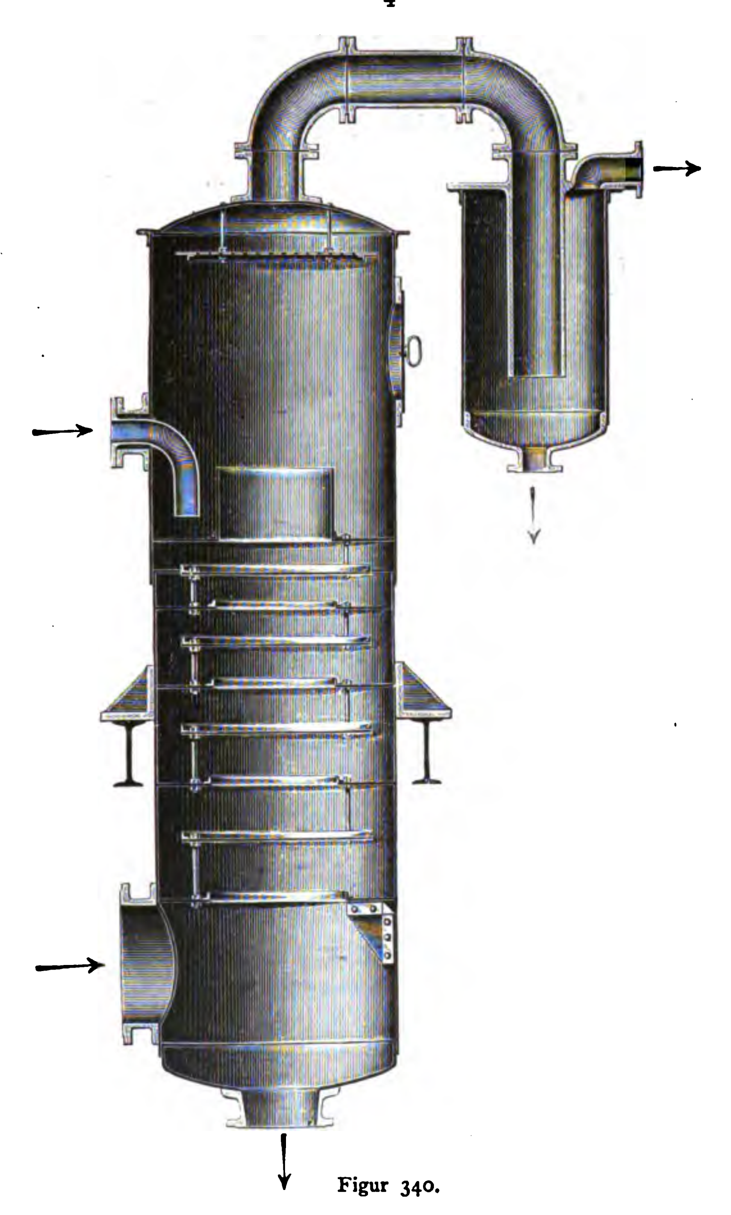
Eine Ausführung dieser Art der Braunschweigischen Maschinenbauanstalt in Braunschweig ist in Figur 340 abgebildet. Die Figur stellt einen Gegenstromkondensator mit Wasserabschneider für trockene Kondensation dar, bei welchem der Dampf am unteren Ende eines zylindrischen Kessels einströmt, während das Kühlwasser nahe dem oberen Ende eintritt und über eine Reihe von, mit Winkelringen versehenen, in verschiedenen Höhen angebrachten Überläufen niederfällt. Am oberen Ende des Kondensators wird die Luft und etwa noch nicht kondensierter Dampf abgesogen und etwa noch mitgerissenes Wasser in einen Wasserabschneider abgetrennt.

Bei dem vorerwähnten Kondensator findet eine besondere Absaugung der Luft, bezw. der Dämpfe, welche mit der Luft noch gemischt sind und des Kühlwassers, bezw. Kondensationswassers durch zwei getrennte Pumpen statt. Bei den meisten Dampfmaschinenkondensatoren ist jedoch nur eine einzige Pumpe vorhanden, durch welche sowohl die Luft, als auch das Kondensationswasser und die Kondensationsprodukte abgeführt werden. Diese Luftpumpen werden in verschiedenartigsten Ausführungen, sowohl liegend als auch stehend gebaut. Die Ausführung einer stehenden Luftpumpe mit sogenannten Differentialkolben ist aus Figur 341 [1] zu ersehen. Bei derselben wird sowohl während des Aufganges als auch des Niederganges der Pumpe bei nur einem Saug- und Druckventil Wasser und Luft gefördert. Bezeichnet in dieser Figur *D* den lichten

[1] Luftpumpe von A. & H. OECHELHÄUSER in Siegen.

Durchmesser des Pumpenzylinders, d den Plungerdurchmesser, s den Hub des Kolbens, so wird beim Aufgang des Kolbens die Luft- bezw. Wassermenge

$$Q_1 = \frac{D^2 \pi}{4} \cdot s$$



Figur 340.

angesaugt. Beim Niedergang tritt dieselbe Menge über den Kolben. Da jedoch der Inhalt des über dem Kolben befindlichen Raumes nur

$$V = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot s$$

ist, so wird ein Teil, Q_2, der angesaugten Luft- und Wassermenge Q_1, durch die Druckventile entweichen müssen, und zwar die Menge

$$Q_2 = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot s,$$

während beim Wiederaufgang der Rest

$$Q_3 = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot s$$

gehoben wird. Soll die geförderte Flüssigkeitsmenge beim Auf- und Niedergang dieselbe sein, so muß die Gleichung bestehen:

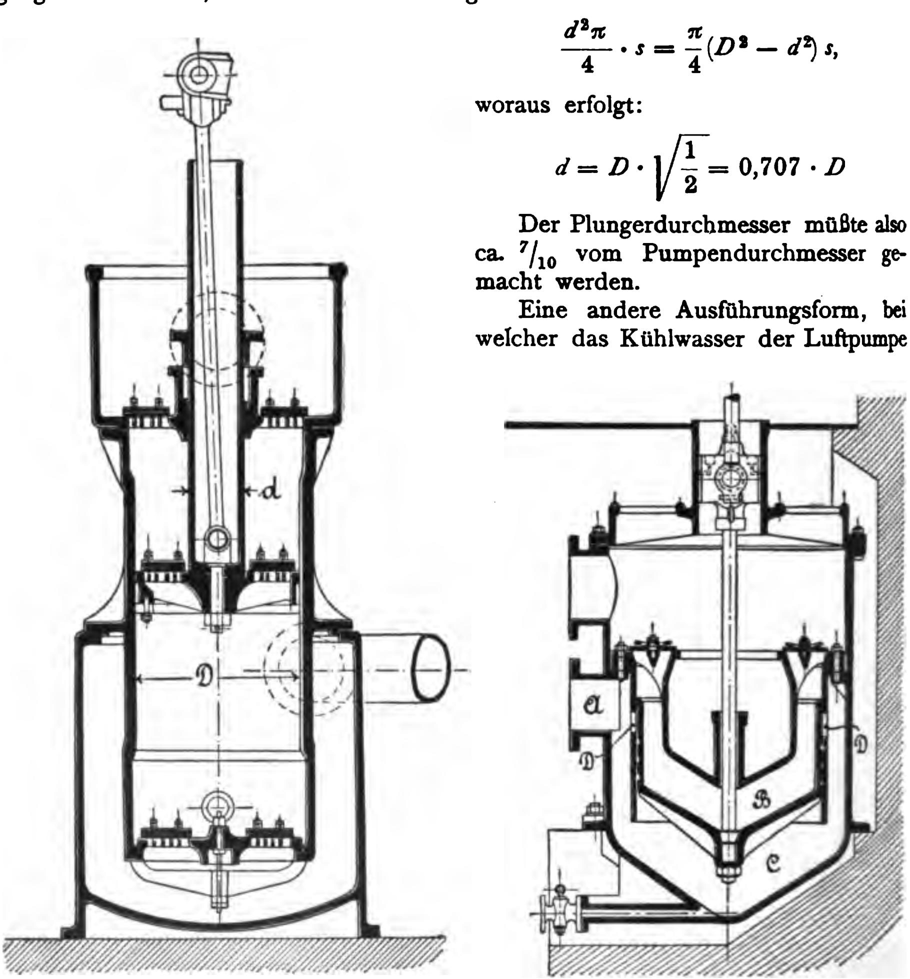
$$\frac{d^2 \pi}{4} \cdot s = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) s,$$

woraus erfolgt:

$$d = D \cdot \sqrt{\frac{1}{2}} = 0{,}707 \cdot D$$

Der Plungerdurchmesser müßte also ca. $^7/_{10}$ vom Pumpendurchmesser gemacht werden.

Eine andere Ausführungsform, bei welcher das Kühlwasser der Luftpumpe

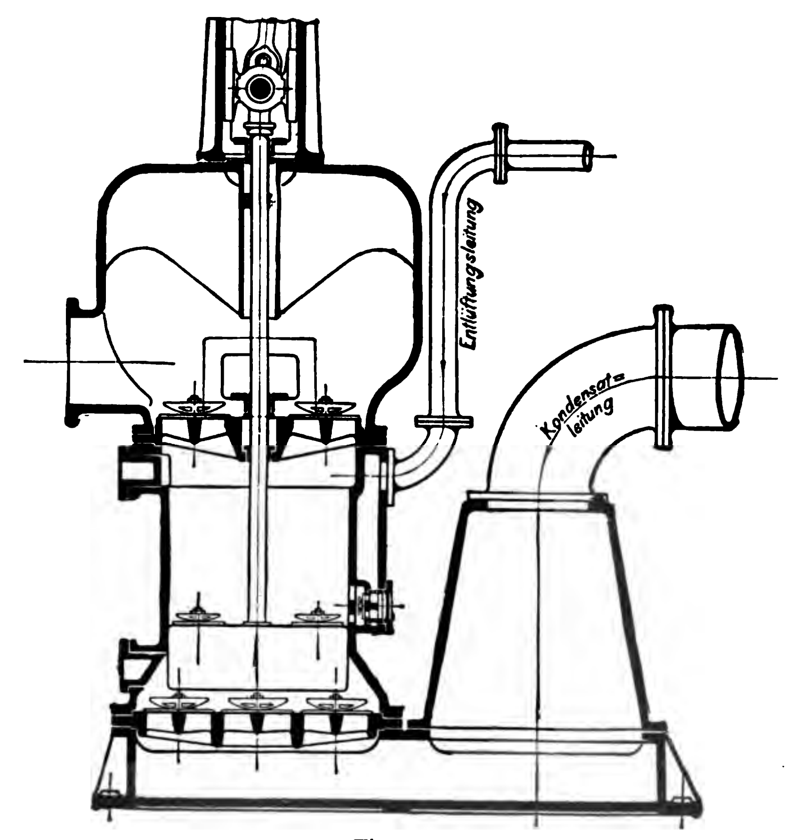


Figur 341. Figur 342.

selbsttätig zufließt, ist in Figur 342 dargestellt und zeigt eine Ausführung der Maschinenfabrik G. Kuhn in Stuttgart, welche gleichfalls viel verbreitet ist. Das Wasser-, Luft- und Dampfgemisch tritt bei A in den doppelwandigen Zylinder C, in dessen Innerem der hohle Kolben B sich auf- und niederbewegt. Eine ringförmige Öffnung D dient zum Eintritt der Luft und des Wassers, sobald der obere Rand des Kolbens den Ringkanal geöffnet hat. Das über dem Wasserspiegel befindliche Luft- und Dampfgemisch tritt zuerst über den Kolben. Durch den Niedergang des letzteren wird das unterhalb desselben befindliche Wasser aus dem

Zylinder *C* verdrängt und in den Hohlraum des Kolbens gedrückt. Wenn auch beim Aufgang des Kolbens ein Teil des Wassers durch den Ringkanal *D* wieder abfließt, so ist doch der Fortfall der Saugventile und die hierdurch bewirkte einfachere und billigere Herstellung ein nicht zu unterschätzender Vorteil gegenüber anderen Konstruktionen mit einem oder mehreren Saug- und Druckventilen.

Häufig findet sich auch die Einrichtung, daß infolge eigenartiger Anordnung der Kondensator- bezw. Luftpumpenräume die Luft an eine andere Stelle besonders oder getrennt vom Wasser abgesaugt oder gefördert wird. Eine Ausführung dieser Art zeigt Figur 343 der Siegener Maschinenbau-Aktiengesellschaft vormals OECHELHÄUSER.

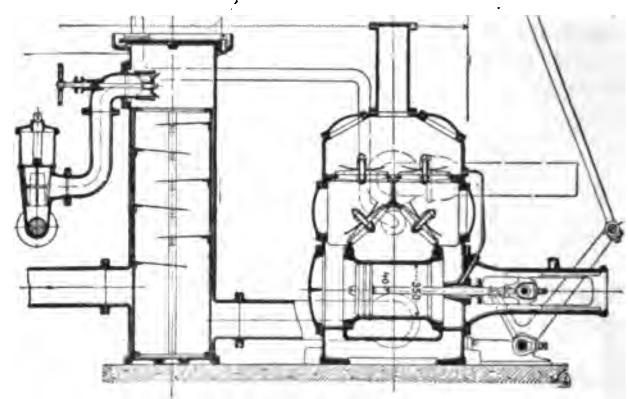


Figur 343.

Bei dieser Pumpe[1]) ist das Absaugen der Luft sowohl örtlich wie zeitlich vom Absaugen des Wassers getrennt. Das letztere wird der Pumpe durch ein nach unten kegelförmig erweitertes Rohr zugeführt, welches im tiefsten Punkte des Kondensators angeschlossen ist. Dieses Rohr ist ganz mit Wasser gefüllt und dient der hydrostatische Druck desselben mit dazu, die Ventilwasserstände und die eigene Massenträgheit der Wassersäule überwinden zu helfen. Um das Luft- und Dampfgemisch abzusaugen, ist eine besondere Entlüftungsleitung angeschlossen, welche aus dem Kondensator an der kältesten Stelle desselben austritt und im Zylinder der Luftpumpe, durch ein Ventil gegen diesen abgeschlossen, mündet. Die Öffnungen dieses Ventils sind derartig in die Bahn

[1] Z. d. Ing. 1901. Nr. 43. p. 1544.

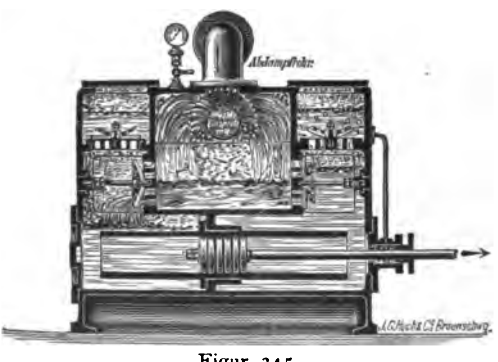
des Kolbens gelegt, daß sie während des ersten Teiles des Kolbenhubes nicht mit dem Sauggrohr in Verbindung stehen und erst frei werden, wenn der Kolben die pro Hub zu fördernde Wassermenge angesaugt hat. Im zweiten Teile des Hubes wird hierauf das Luft- und Dampfgemisch angesaugt, ohne daß es durch das bereits angesaugte Wasser vermöge der höher liegenden Einmündung des Entlüftungsrohres hindurchzutreten brauchte. Hierdurch wird eine Mischung von



Figur 344.

Luft und Wasser vermieden, also auch verhindert, daß Luft in beträchtlicher Menge vom Wasser gebunden wird, wodurch die Wirksamkeit der Luftpumpe verringert würde. Diese Ausführung ähnelt den vorbeschriebenen Luftpumpen mit getrennter Luft- und Wasserabsaugung. Beim Niedergange des Kolbens tritt durch die im Kolben befindlichen Klappen zunächst das Luft- und Dampfgemisch und hierauf erst das angesaugte Kondensat über den Kolben, und beim folgenden Aufgange desselben durch die im oberen Zylinderdeckel befindlichen Luftklappen in die Abflußleitung.

Eine liegende Luftpumpe mit gleichfalls getrennter Wasser- und Druckabsaugung der Maschinenfabrik L. A. Riedinger in Augsburg zeigt Figur 344. Die Luftpumpe ist eine doppeltwirkende liegende Pumpe mit Gummiklappen, der neben derselben stehende Kondensator ist nach dem Gegenstromprinzip angeordnet, indem die Wasserbewegung der Dampfbewegung entgegengesetzt ist, da das Kühlwasser an der obersten Stelle desselben eingespritzt wird, der Dampf an der untersten Stelle dagegen eintritt. Ersteres fließt über eingebaute Zwischenwände dem Dampf entgegen nach unten. Die getrennte Luft- und Wasserabsaugung wird dadurch bewirkt, daß das Luftdampfgemisch an der obersten Stelle des Kondensators abgesogen und nach der höchsten Stelle des Saugraumes geführt wird, während das Kühlwasser aus dem unteren Raume in den Kondensator direkt in den Saugraum der Pumpe gelangt. Der Antrieb der Luftpumpe erfolgt vom Kurbelzapfen der Maschine aus mittels einer Kuppelstange und eines doppelarmigen Winkelhebels.

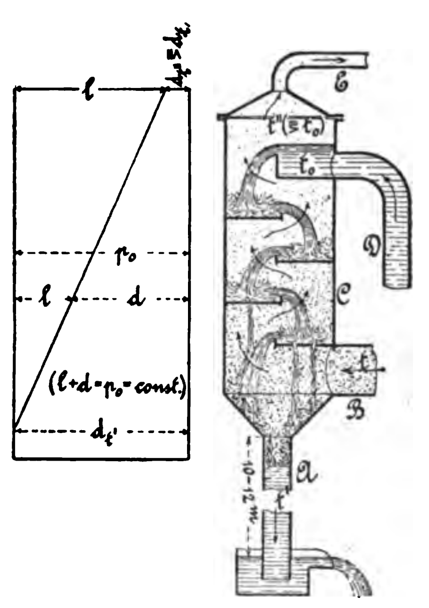


Figur 345.

Den Schnitt durch einen liegenden Einspritzkondensator der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz), welcher an die verlängerte Kolben-

stange der Dampfmaschine direkt angeschlossen wird, zeigt Figur 345. Die Wassereinspritzung findet im mittleren Raume des Kondensators dem an der Decke einströmenden Dampf entgegen durch eine Einspritzbrause statt.

Die beiden Saugventile sind als stehende Gummiklappenventile ausgebildet, so daß durch die oberen Öffnungen derselben die Luft, durch die unteren das Wasser in die Luftpumpe eintritt, wie es auf der linken Seite dargestellt ist. Der eigentliche Pumpenraum ist stets mit Wasser gefüllt und findet die Einströmung nur in dem oberhalb die Pumpenwassersäule umgebenden Raum statt, so daß das Hinausschaffen des Luft- und Wassergemisches durch den Wasserspiegel selbst erfolgt und ein schädlicher Raum der Pumpe so gut wie nicht vorhanden ist. Die Druckventile sind am oberen Ende der beiderseitigen Kammern liegend angeordnet und ebenfalls als Gummiklappenventile ausgeführt. Zwischen dem Druckraum der Luftpumpe und der Stopfbüchse der Pumpenkolbenstange ist durch ein dünnes Rohr eine Verbindung hergestellt, so daß in beiden stets derselbe Druck herrscht und ein Eindringen von Luft von außen in die Luftpumpe durch die Stopfbüchse verhindert wird.



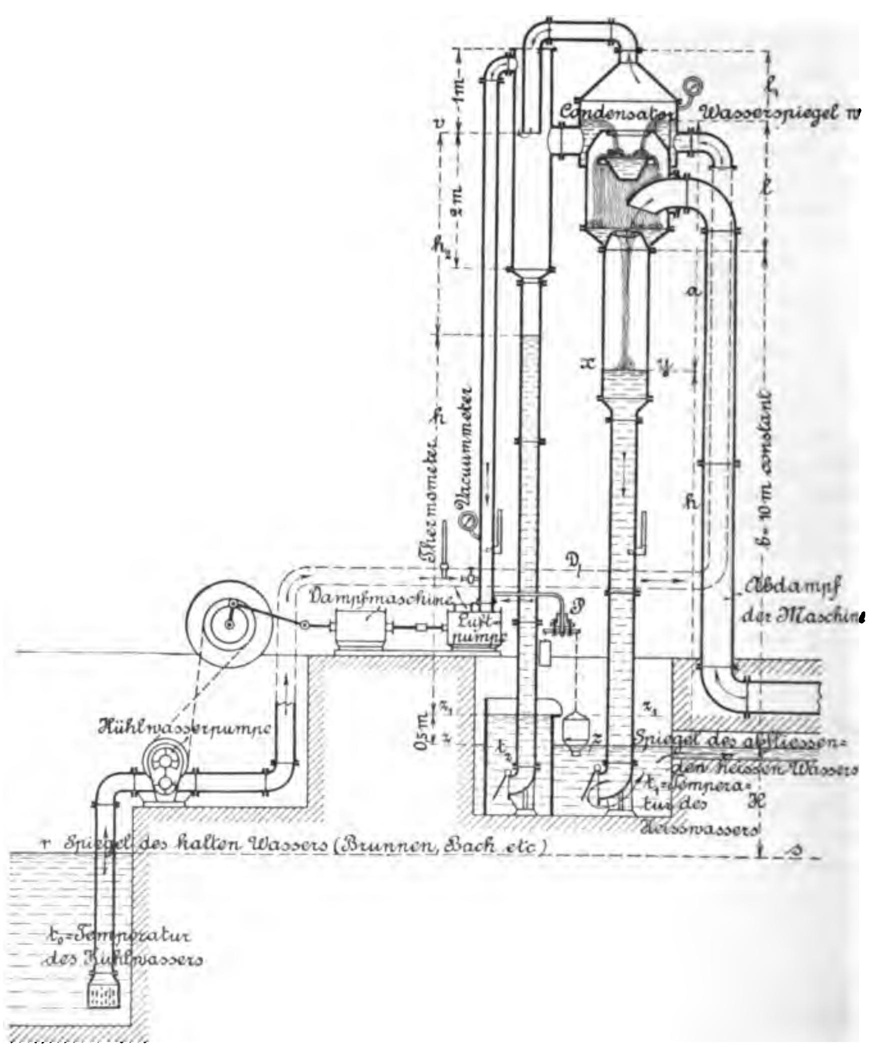
Figur 346.

Während bei den bisherigen Kondensatoren zur Erzeugung des erforderlichen Vakuums eine Luftpumpe erforderlich war, welche das Luft- und Dampfgemisch auf atmosphärischen Druck komprimieren mußte, deren Wirkungsgrad von der Güte der Ausführung, der Sorgfältigkeit der Betriebsüberwachung und anderen Umständen abhängig ist, hat zuerst F. J. WEISS in Basel einen Kondensator ausgeführt, welcher einen selbsttätigen Abfluß des Kühlwassers, eine wesentliche Verkleinerung der Luftpumpe und eine möglichst vollkommene Ausnutzung der Wirkung des Kühlwassers erreichen sollte und auch erreicht hat, den sogenannten Gegenstromkondensator mit natürlichem Vakuum, welcher ebenfalls mit einem Mischkondensator und mit einem Wasserabfallrohr von 10 m Höhe ausgerüstet ist. In Figur 346 ist zunächst die schematische Anordnung des Kondensators und ein Diagramm dargestellt, aus welchem für jede Höhenlage des Kondensators der spezifische Dampf- und Luftdruck l bezw. d abgegriffen werden kann. Am unteren Ende des Kondensators, der Eintrittsstelle des Dampfes bei B, ist der spezifische Dampfdruck am größten und die Dichtigkeit am geringsten, während die Dichtigkeit der Luft nach dem oberen Ende hin zunimmt, da sie an der kühlsten Stelle des Kondensators abgesaugt wird und ihre Temperatur dort nahezu gleich derjenigen des zufließenden Kühlwassers ist. Das Kühlwasser tritt oben seitlich in den stehend ausgeführten Kondensator ein und fließt über eine Reihe halbkreisförmiger Querwände dem aufsteigenden Dampf entgegen nach unten. An der höchsten Stelle bei E wird die im Kühlwasser enthaltene Luft, welche mit Wasserdampf vollständig gesättigt ist, zugleich mit etwa noch nicht kondensierten Dampf abgesaugt.

Eine neuere Anordnung des WEISSschen Gegenstromkondensators, wie sie von der Firma GUSTAV BRINKMANN & Co. in Witten a. Ruhr gebaut wird, ist in Figur 347 abgebildet. Die Gesamtförderhöhe der Wasserpumpe beträgt $H + b + l$, wovon jedoch die der Saugkraft des Kondensators entsprechende Förderhöhe in

Abzug kommt, welche z. B. bei 61 cm Vakuum 8 m beträgt. Für die Anlage dieser Gegenstromkondensatoren empfiehlt die ausführende Firma folgende Gesichtspunkte.

Bei der Disponierung der Höhen hat man immer vom Warmwasserspiegel zz auszugehen oder von der Überfallkante, welche dessen Höhe bestimmt. Den ersteren lege man so tief, als es die lokalen Verhältnisse (Grundwasserstand,



Figur 347.

Hochwasserstand eines benachbarten Flusses usw.) gestatten, ohne daß man Rückstau befürchten muß. Alsdann lege man die Unterkante des Kondensatorkörpers um $b = 10$ m über jenen Unterwasserspiegel zz. Für die Kühlwasserpumpe soll man nie eine Zentrifugalpumpe, sondern nur Kapselräder- oder Kolbenpumpen nehmen, damit sie imstande sind, ohne Veränderung der Tourenzahl das Wasser, entsprechend den verschiedenen Vakuumgraden, auf verschiedene Förderhöhe, welche

$$= H + 10 \text{ m} + 1 - h$$

ist, zu heben.

Die Kühlwasserpumpe kann nie entbehrt werden, auch nicht, wenn der Wasserspiegel *rs* über *zz* läge, *H* also negativ wäre, es sei denn, daß der Kühlwasserspiegel *rs* sogar noch über dem Oberwasserspiegel *vw* im Kondensator läge.

Durch die getroffenen Anordnungen sind folgende wesentliche Vorteile der WEISSschen Konstruktion gegenüber anderen, früher besprochenen Systemen verursacht.

1. Die Luft hat eine über $2^1/_2$ mal größere Dichtigkeit als bei den unter sonst gleichen Umständen arbeitenden, nassen Luftpumpen, weshalb das Hubvolumen der Luftpumpe bedeutend kleiner sein kann als bei ersteren.
2. Hierdurch ist, weil eine kleinere Pumpe ausreicht, eine billigere Herstellung, sowie ein geringerer Kraftverbrauch der Anlage bewirkt.
3. Der Kühlwasserverbrauch ist beträchtlich kleiner als bei gewöhnlichen Einspritz- oder Mischkondensatoren, weil die Kühlwirkung des Wassers bedeutend besser durch das Gegenstromprinzip ausgenutzt wird, da dasselbe mit der Temperatur des zuströmenden Dampfes abfließt.
4. Der Raumbedarf und das Gewicht des Kondensators ist beträchtlich kleiner als bei anderen Systemen, wodurch die Aufstellung auch bei geringem, verfügbaren Raume ermöglicht ist.

WEISS hat rechnerisch nachgewiesen,[1] daß bei Anwendung des Gegenstromprinzips nach seinem Verfahren sowohl der Kraftbedarf, als auch die Kühlwassermenge wesentlich geringer ist.

Der große Vorteil bei Anwendung des Gegenstromes erhellt am deutlichsten aus nachstehender Vergleichung:[2])

	Parallelstrom	Gegenstrom	Ersparnis in °/₀ der ersteren
Kühlwasserbedarf, in der Minute cbm	9	5,7	37
Größe der (reinen) Luftpumpe bezw. nötige Leistung in der Minute cbm	30	10,04	67
Effektive Betriebskraft PS	56	16,7	70

und bei einem zweiten von WEISS berechneten Beispiel:

	Parallelstrom	Gegenstrom	Ersparnis in °/₀ der ersteren
Kühlwasserbedarf, in der Minute cbm	3,77	2,74	27
Größe der (reinen) Luftpumpe bezw. nötige Leistung in der Minute cbm	20	6,3	69
Indizierte Leistung PS.	18,4	3,33	82

Im letzteren Falle beträgt also die Kraftersparnis $82\,^0/_0$ oder die notwendige Kraftleistung nur ca. $^1/_6$ derjenigen im ersten Falle.

Der große Vorteil dieser Kondensatoren gegenüber den Parallelstromkondensatoren liegt somit auf der Hand.

---

[1] Z. d. Ing. 1888. p. 9 und F. J. WEISS: Die Kondensation, ein Lehrbuch und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, auch einschließlich der Wasserrückkühlung, Berlin, Verlag von Julius Springer, 1901. — [2] WEISS, a. a. O. p. 65 ff.

Für die Berechnung der Kühlwassermenge zur Kondensation des Dampfes gilt allgemein die Gleichung

$$W = \frac{D(c - t_e)}{t_e - t_a}$$

in kg, worin

D = das zu kondensierende Dampfgewicht in kg,
c = die Gesamtwärme von 1 kg dieses Dampfes,
W = das Gewicht des Kühlwassers in kg,
t_a = die Anfangstemperatur dieses Wassers in Graden C.,
t_e = die Endtemperatur des Ablaufwassers (nach der Kondensation) bezeichnet.

Beispiel: $D = 100$ kg Dampf sollen durch Wasser von $t_a = 10^0$ C. kondensiert werden, so daß das Ablaufwasser eine Temperatur von $t_e = 40^0$ C. besitzt. Wieviel Kühlwasser wird gebraucht?

Bei 40^0 hat 1 kg Dampf $c = 618{,}7$ WE., daher:

$$W = \frac{D(c - t_e)}{t_e - t_a} = \frac{100(618{,}7 - 40)}{40 - 10} = 1929 \text{ kg}.$$

Es sind also in diesem Falle im ganzen 1929 kg Kühlwasser nötig. Wie ersichtlich, hängt somit die Kühlwassermenge erstlich von seiner Temperatur, von der Endtemperatur des Gemisches und der Gesamtwärme des Dampfes ab, welche ihrerseits wieder von der zu erzielenden Luftleere oder dem Vakuum bedingt wird. Die folgende Tabelle, welche leicht durch graphische Aufzeichnungen ergänzt werden kann, gibt für verschiedene Temperaturen das Kühlwassergewicht W für 1 kg Dampf an.

t_a	t_e in °C.		
	20	40	60
5	44,3 kg	16,7 kg	10,3 kg
10	60,5 „	19,6 „	11,3 „
15	121,5 „	23,4 „	12,6 „
20	— „	29,3 „	14,1 „
25	— „	38,5 „	16

Ausführlicheres über die Berechnung der Kondensationsanlagen findet sich in dem vorgenannten Buche von Weiss über die Kondensation und dem unten genannten Werke von Hausbrandt.[1]

§ 6. Die Luftkühl- oder Rückkühlanlagen.

Um das Kühlwasser der Kondensatoren von der im Kondensator aufgenommenen Wärme wieder zu befreien, d. h. die Dampfwärme an die äußere Luft abzugeben, dienen sogenannte Rückkühlanlagen oder Luftkühlanlagen, welche entweder als Gradierwerke oder als Kaminkühler ausgeführt werden. Einige Ausführungen dieser Art sind in den folgenden Figuren abgebildet, welche von der Firma Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal (Pfalz) ausgeführt sind.

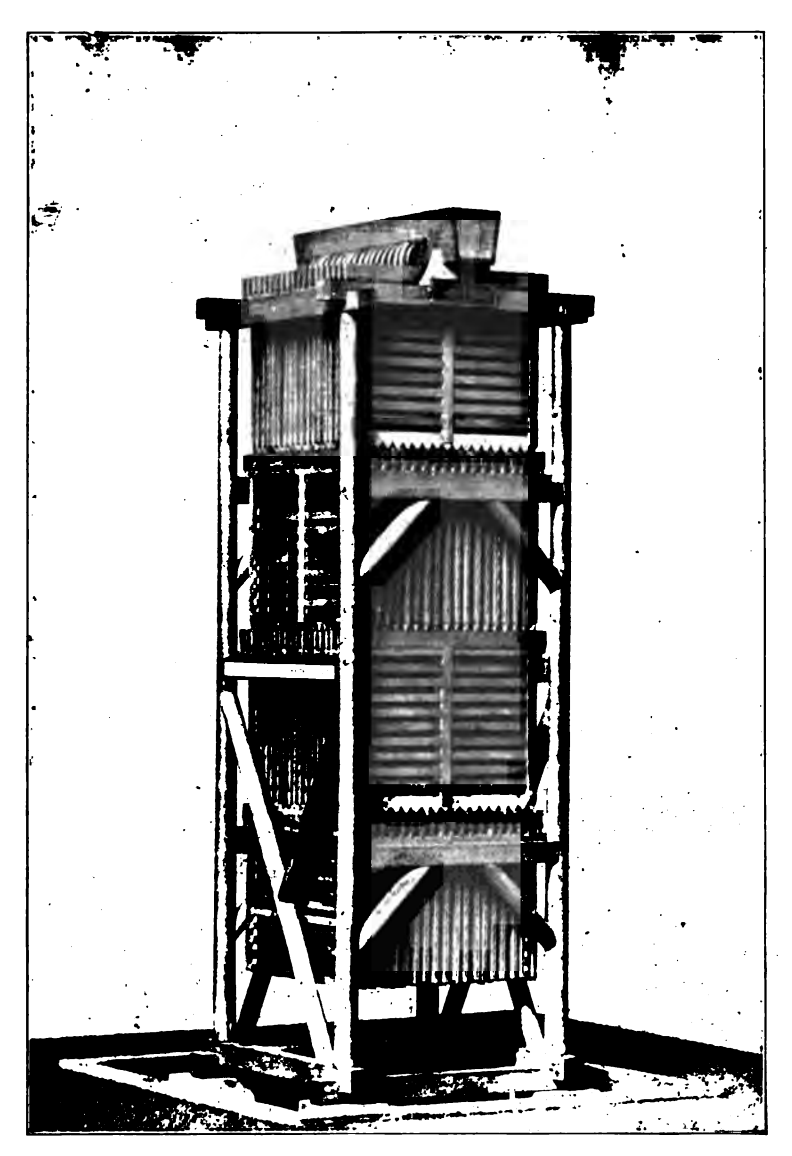
Zunächst zeigt Figur 348 die Aufstellung eines Lattenkühlers, bei welchem das zu kühlende Wasser über zahlreiche Lagen von Holzlatten nach unten tropft.

---

[1] E. Hausbrandt, Oberingenieur der Firma C. Heckmann in Berlin: „Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Berlin, Verlag von Julius Springer, 1899.

Figur 349 zeigt die Verbindung eines solchen Rückkühlers mit dem Kondensator der Dampfmaschine, während Figur 350 die Anordnung eines solchen Rückkühlers auf dem Dache des Maschinenhauses erkennen läßt.

In Figur 351 ist ein sogenannter Hürden- oder Reißigrückkühler



Figur 348.

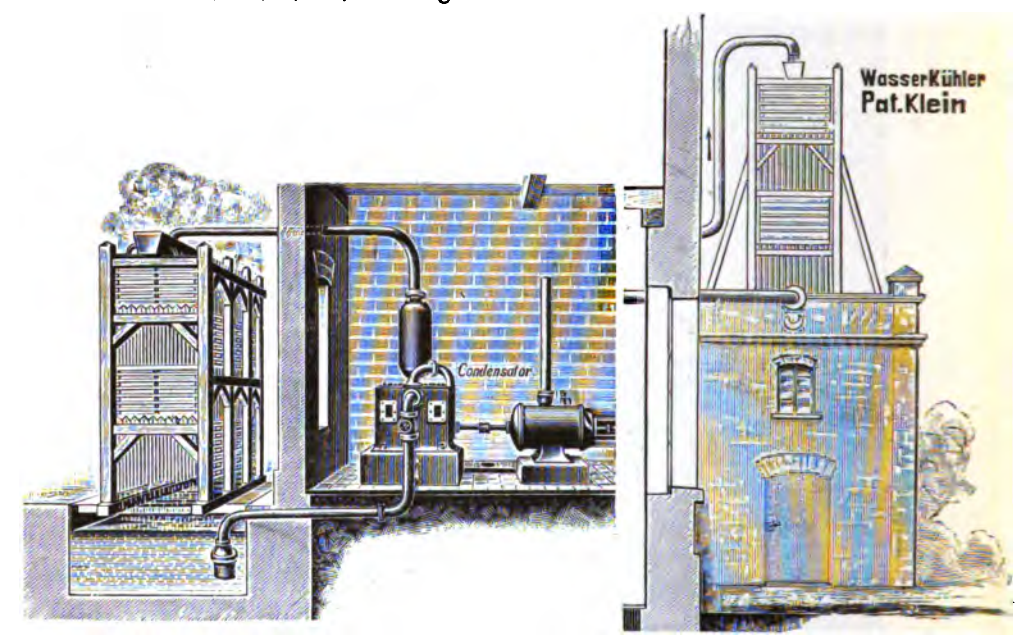
abgebildet, bei welchem das Wasser über eine große Menge kreuzweis geschichteter Reißigbündel niederrieselt.

Zur lebhafteren Kühlung wird häufig außer dem natürlichen Luftzug noch künstlicher Luftzug durch einen Ventilator erzeugt, wie dies aus Figur 352 ohne weiteres verständlich ist.

Über die Berechnung dieser Rückkühlanlagen ist in dem obengenannten Werke von HAUSBRANDT[1]) Näheres zu ersehen.

Demselben sind die nachfolgenden beiden Beispiele entnommen.

1. Durch ein Gradierwerk mit vielen Stufen, mit natürlichem Luftzutritt von $8 \cdot 12 = 36$ qm Grundfläche, 4800 mm Höhe, 322,5 qm berieselter Holzfläche wurden stündlich 22800 l Wasser von 50° auf 20° gekühlt, als die Luft mit 2,5° eintrat und an den verschiedenen Stellen mit 8,5°, 14,5°, 20,5° abzog.



Figur 349. Figur 350.

Dem Wasser waren: $C_k = 22800 \cdot (50 - 20) = 684000$ W. E. zu entziehen.

1 kg gesättigte Luft von	2,5	kann	0,0046 kg Wasser enthalten
1 kg „ „ „	8,5	„	0,0069 kg „ „
1 kg „ „ „	14,5	„	0,0107 kg „ „
1 kg „ „ „	20,5	„	0,0153 kg „ „

Das Mittel der drei letzten Zahlen ist: 0,01096 kg.

Ist die von dem Gradierwerk abgehende Luft nur 80 % gesättigt, so enthält 1 kg derselben: $0{,}01096 \cdot 0{,}8 = 0{,}008768$ kg Wasser.

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf:

$$0{,}008768 - 0{,}0046 = 0{,}00416 \text{ kg Dampf} = 2{,}496 \text{ W. E.}$$

Die Luft erwärmt sich im Durchschnitt von 2,5° auf 12,5°, d. h. um 10°, folglich nimmt 1 kg Luft durch Erwärmung $10 \cdot 0{,}2375 = 2{,}375$ Kalorien auf.

1 kg Luft nimmt also zusammen auf: $2{,}496 + 2{,}375 = 4{,}871$ W. E.

Von der gesamten, dem Wasser zu entziehenden Wärme nimmt folglich die Luft auf:

Durch Verdunstung:

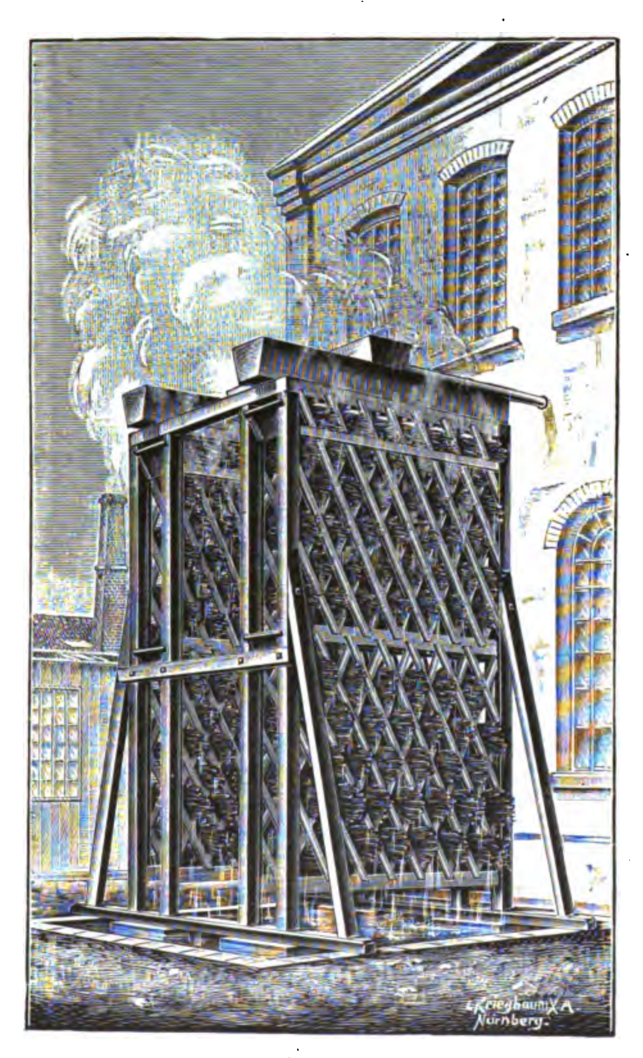
$$\frac{2{,}496 \cdot 685000}{4{,}871} = 380438 \text{ W. E.}$$

[1] p. 317 ff.

Durch Erwärmung:

$$\frac{2{,}375 \cdot 684\,000}{4{,}871} = 293\,562 \text{ W.E.}$$

Die berieselte Oberfläche des Apparates war	= 322,5 qm
Die unterwärts benetzte Oberfläche geschätzt	= 60,0 „
Die Oberfläche der fallenden Tropfen war ca. 6 qm pro 1000 l d. h.	= 136 „
zusammen O	= 518,5 qm



Figur 351.

Die Temperaturdifferenz im Mittel war 27°, daher ergibt sich der Transmissionskoeffizient:

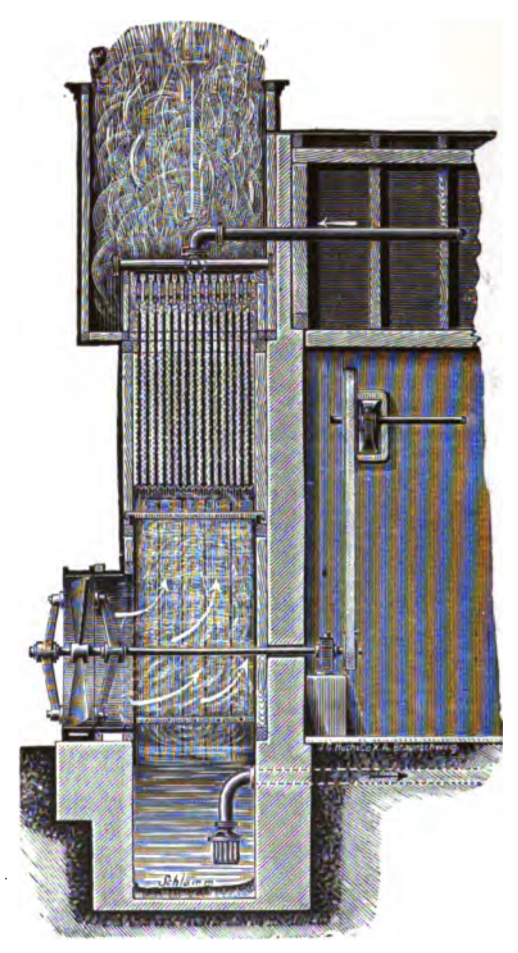
$$k_i = \frac{C}{O \cdot \delta_m} = \frac{293\,562}{518{,}5 \cdot 27} = 21{,}1.$$

Das zur Abkühlung erforderliche Luftgewicht ist:

$$L = \frac{293\,562}{2,875} = 123\,600 \text{ kg.}$$

Das Volumen:

$$V_i = \frac{123\,600}{1,27} \backsim 100\,000 \text{ cbm, d. h } 28 \text{ cbm pro}$$



Figur 352.

Sekunde. Wenn die Luft schräg auf den Apparat traf, so war die Geschwindigkeit etwa 1,2 m und das berechnete k_i ist:

$$k_i = 2 + 18\sqrt{1,2} = 22.$$

2. Ein Kaminkühler mit 18 Platten von 1500 · 4800 mm also von zusammen 259 qm Rieselfläche ohne Stufen kühlte stündlich 18 500 l Wasser von 39° auf 22° durch 44000 cbm Luft, die von einem Ventilator (1100 mm Durchmesser, 300 Touren) mit 12,5° eingeblasen, mit 18,8° oben austrat. Sie war ursprünglich 67 % gesättigt.

Dem Wasser sind zu entziehen:

$$C_k = 18\,500\,(39-22) = 314\,500 \text{ W.E.}$$

1 kg	Luft	von	$12,5^0$	enthält	ganz gesättigt		0,00926	kg Wasser
1 „	„	„	$12,5^0$	„	$67,5\,^0/_0$	„	0,0062542	„ „
1 „	„	„	$18,8^0$	„	„	„	0,0140	„ „

1 kg Luft nimmt also durch Verdunstung auf:

$$0,014 - 0,0062042 = 0,0078 \text{ kg Wasser} = 4,68 \text{ W. E.}$$

1 kg Luft nimmt durch Erwärmung von $12,5^0$ auf $18,8^0$ auf:

$$6,3 \cdot 0,2375 = 1,496 \text{ W. E.}$$

zusammen 6,176 W. E.

Es wurden demnach von der gesamten Luft aufgenommen:
durch Verdunstung:

$$\frac{4,86 \cdot 314\,500}{6,176} = 238\,307 \text{ W. E.}$$

durch Erwärmung:

$$\frac{1,496 \cdot 314\,500}{6,176} = 76\,193 \text{ W. E.}$$

Die Luftgeschwindigkeit war 3,8 m pro Sekunde, die Temperaturdifferenz 14^0, folglich der Transmissionskoeffizient:

$$k_i = \frac{C}{H \cdot \delta_m} = \frac{76193}{259 \cdot 14} = 23,8 \quad .$$

Der berechnete Transmissionskoeffizient ist:

$$k_i = 2 + 12\sqrt{3,8} = 24.$$

Literaturanhang.

a) Die Dampfdrucktabellen.

1. LANDOLT-BÖRNSTEIN-MEYERHOFFER, Physikalisch-chemische Tabellen. 3. Aufl. Berlin. J. Springer. 1905.
2. ZEUNER, Technische Thermodynamik.
3. LORENZ, Technische Wärmelehre.
4. „Hüttentaschenbuch". XVIII. Aufl. Bd. I. 1902. p. 299—302.

b) Untersuchung der Leistung von Dampfkesseln und Dampfmaschinen.

1. Normen für die Leistungsversuche an Dampfkesseln und Dampfmaschinen v. Ver. deutsch. Ingen. usw. vom Jahre 1899 in „Hüttentaschenbuch". XVIII. Aufl. Bd. I. 1902. p. 995. Berlin. Ernst & Sohn.

c) Dampfkessel- und Dampffässerwartung.

1. Vorschriften betreffend die Anlegung, Beaufsichtigung und den Betrieb von Dampfkesseln und Dampffässern. Hagen i. W. O. Hammerschmidt. 5. Aufl. 1903. Preis 1 Mk.
2. Generator-Kraftgas- und Dampfkessel-Betrieb von P. FUCHS. Berlin. J. Springer. 2. Aufl. 1905. III. Teil. p. 100—162.
3. Wert und Bestimmung des Kohlensäuregehaltes der Heizgase von A. DOSCH. Berlin. R. Dietze. 1903.
4. Die Unfallverhütung im Dampfkesselbetriebe. Berlin. A. Seydel. Polytechn. Buchhandlung. 1902. (Einbau, Betrieb, Armaturen usw. der Dampfkessel.) Preis 6 Mk.

d) Dampfkessel und Dampfmaschinen, Konstruktion und Berechnung.

1. H. HAEDER, Die Dampfkessel. Selbstverlag von H. Haeder. Duisburg. 7. Aufl. 1903.
2. H. HAEDER, Die Dampfmaschinen. Selbstverlag von H. Haeder. Duisburg. 7. Aufl. 1903.
3. Katechismus der Dampfkessel und Dampfmaschinen. J. J. Weber. Leipzig. 7. Aufl. 1901.
4. Hilfsbuch für den Maschinenbau von Prof. F. FREYTAG. Berlin. J. Springer. 1904. Preis 10 Mk.
5. Hüttentaschenbuch. I. Teil. XVIII. Aufl. 1902.
6. F. TETZNER, Die Dampfkessel. 2. Aufl. Berlin. J. Springer. Preis 8 Mk.

e) Dampfturbinen.

1. Die Dampfturbinen von Prof. A. STODOLA. Berlin. J. Springer. 3. Aufl. 1904.

f) Gasmotoren.

1. Die Gasmaschine von Prof. R. SCHÖTTLER. Braunschweig. B. Goeritz. 1902. 4. Aufl.
2. Die Gasmaschinen von A. v. IHERING. Leipzig. W. Engelmann. 1901.
3. Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren von HUGO GÜLDNER. Berlin. J. Springer. 2. Aufl. 1905.

g) Wassermotoren.

1. HENNE, Wasserräder und Turbinen. 3. Aufl. Leipzig. 1903.
2. G. MEISSNER, Turbinen und Wasserräder. 1896/97.

h) Pumpen.

1. Die Pumpen von Reg.-Rat HARTMANN. Berlin. J. Springer. 3. Aufl.
2. Die Pumpen von F. KÖNIG. 2. Aufl. Berlin. 1902.
3. Pumpen und Kompressoren von H. HAEDER. Duisburg. 1901.

i) Gebläse, Luftkompressoren, Luftpumpen.

1. Die Gebläse von A. v. IHERING. Berlin. J. Springer. 2. Aufl. 1903.
2. HELLMANN, Die Quecksilberluftpumpe in ihren wichtigsten Formen. Riga. 1885.

k) Zerkleinerungsmaschinen.

1. UHLAND, Branchenausgabe des Skizzenbuchs für den Maschinenkonstrukteur. Bd. 13. Müllerei- und Zerkleinerungsmaschinen. Leipzig. 1890.

l) Pressen, Zentrifugen.

1. UHLAND, Branchenausgabe des Skizzenbuchs für den Maschinenkonstrukteur. Bd. 11. Zentrifugen. Leipzig. 1890.

m) Wasserreinigungsanlagen.

1. BENEDIKT, Abwässer der Fabriken. Stuttgart. 1896.
2. BRUCH, Das biologische Verfahren zur Reinigung von Abwässern. Berlin. 1899.
3. KRÖHNKE, Reinigung des Wassers für häusliche und gewerbliche Zwecke. Stuttgart. 1900.
4. MÜLLENBACH, Über Zweck und Ausführung der Filter bei Wasserreinigungsanlagen. Halle a. S. 1900.

n) Öfen und Feuerungsanlagen.

1. MOISSAN, Der elektrische Ofen. Deutsch von ZETTEL. Berlin 1900.
2. RASCH, Die elektrische Gewinnung von Stickstoffverbindungen aus der atmosphärischen Luft. Berlin. 1903.
3. SCHMATOLLA, Die Gaserzeugungen und Gasfeuerungen. Hannover. 1901.
4. Darstellung, Gemeinfaßliche des Eisenhüttenwesens. 4. Aufl. Düsseldorf. 1901.
5. DÜRRE, Hochofenbetriebe am Ende des 19. Jahrhunderts. Berlin. 1901.
6. W. BORCHERS, Elektrometallurgie. 3. Aufl. Leipzig. 1903. — Derselbe: Leistungen metallurgischer Öfen. Halle. 1905.
7. J. BRODE, Oxydation des Stickstoffes.
8. F. HABER, Physik. chem. Technologie der Verbrennung und Heizung mit Einschluß der Elektrothermie. S. später dieses Handbuch.

o) Trockenanlagen.

1. HAUSBRAND, Das Trocknen mit Dampf und Luft. Berlin. 1898.
2. J. A. TOPF & Söhne, Trockenanlagen. Erfurt. 1899.

p) Kältemaschinen und Kühlanlagen.

1. MUSMACHER, Erfahrungen aus dem Bau und Betriebe von Kühlanlagen. Berlin. 1902.
2. BEHREND, Eis- und Kältemaschinen. 4. Aufl. Halle. 1900.
3. Stetefeld, Die Eis- und Kältemaschinen. Stuttgart. 1901.
4. LORENZ, Neuere Kühlmaschinen. 3. Aufl. München. 1901.

q) Gasverflüssigung.

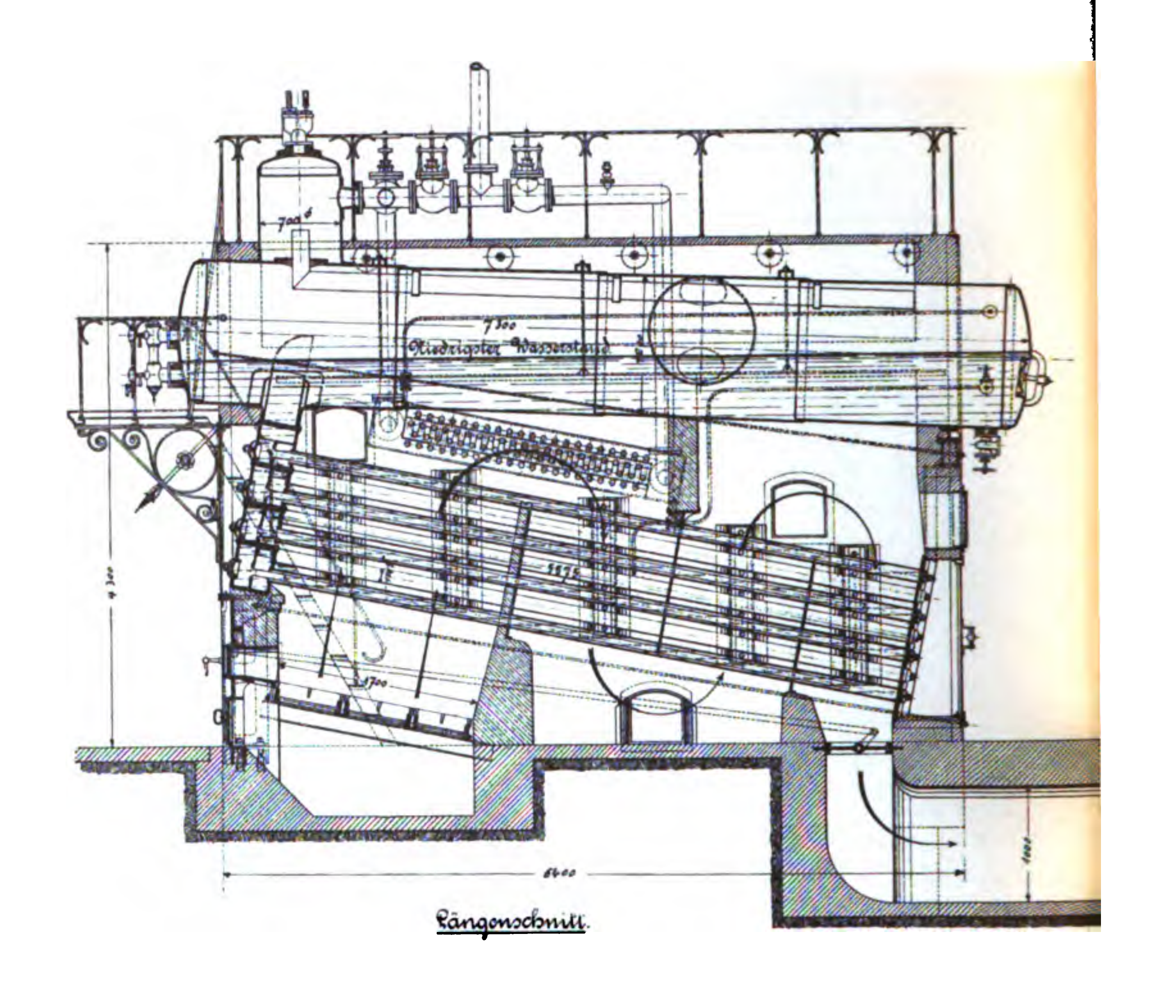
1. C. u. F. LINDE, Theorie und Praxis der Gasverflüssigung. S. später dieses Handbuch.
2. KAUSCH, Herstellung und Verwendung von flüssiger Luft. Weimar. 1902.
3. TRAVERS-ESTREICHER, Experim. Untersuchung von Gasen. Braunschweig. 1905.
4. HARDIN, Die Verflüssigung der Gase. Stuttgart. 1900.
5. OETLING, C., Katalog von Gasverflüssigungskompressoren. Strehla a. Elbe.

r) Patentwesen.

1. ISAY, Patentgesetz. Berlin. 1903.
2. KLOEPPEL, Der Gegenstand des Patentschutzes auf dem Gebiete der chemischen Industrie. Berlin. 1903.
3. ROBOLSKI, Das Patentgesetz. Berlin. 2. Aufl. 1901.
4. SCHANZE, Patentrechtliche Untersuchungen. Jena. 1901.
5. SELIGSOHN, A., Patentgesetz usw. 2. Aufl. Berlin. 1901.
6. KOHLER, Handbuch des deutschen Patentrechts. Mannheim. 1900/01.
7. PATAKY, Sämtliche Patentgesetze des In- und Auslandes. 5. Aufl. Dresden. 1903.
8. MICHEL, Das deutsche Reichspatent, seine Anmeldung usw. Leipzig. 1903.

Namen- und Sachregister.

Metzger & Wittig, Leipzig.



Längenschnitt.

Zwei zusammengebaute Circulations Wasserrohrkessel

„System Dürr"

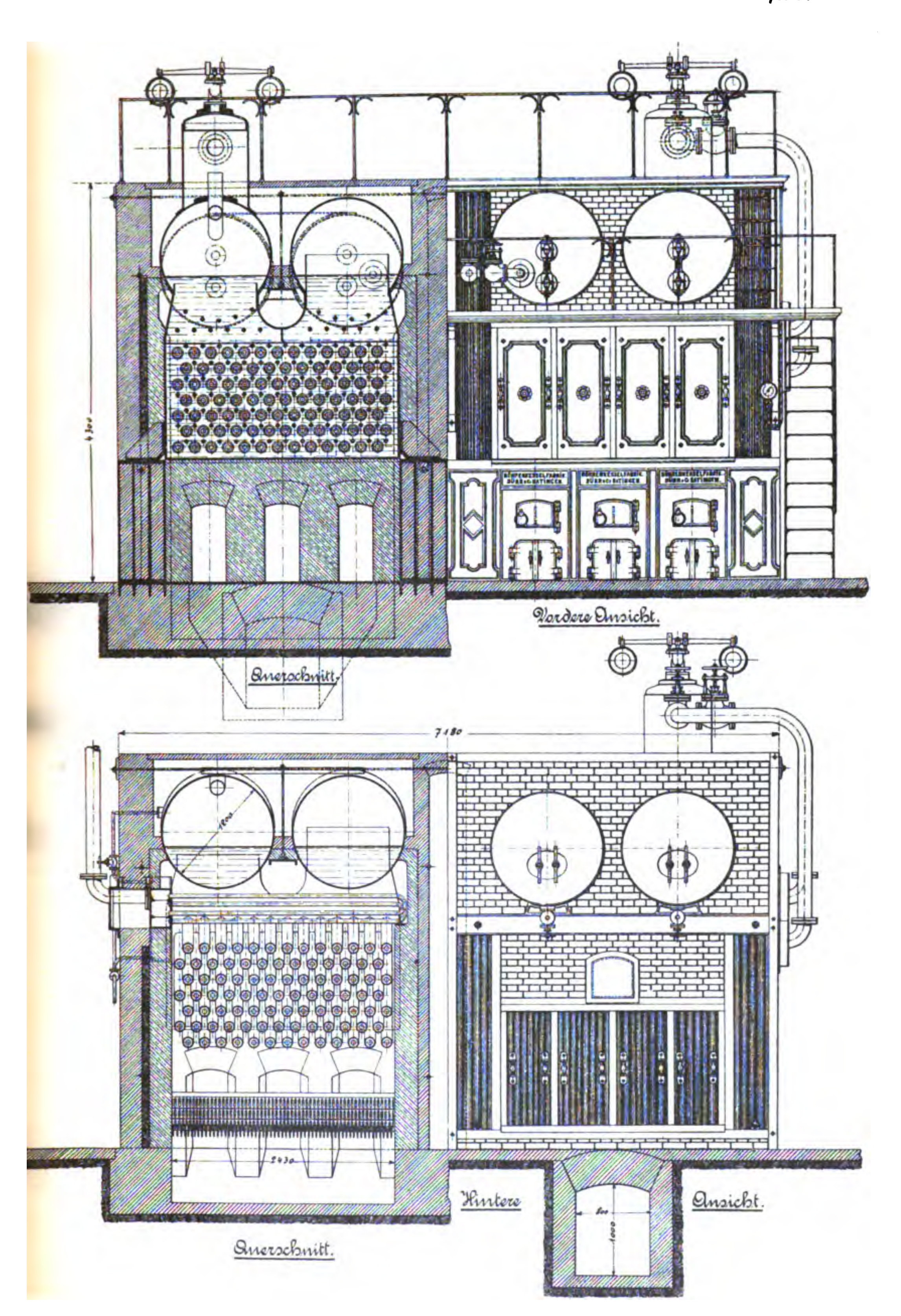
ausgeführt von der

Düsseldorf-Ratinger Röhrenkesselfabrik vorm. Dürr & Co

Ratingen.

Heizfläche eines Kessels: 196,7 qm wasserberührte, 30,5 qm Ueberhitzer, 12 Atm.

Tafel 1.



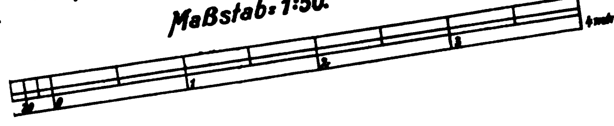
Vordere Ansicht.
Querschnitt.
7180
4300
2430
Hintere
Ansicht.
Querschnitt.
800
1000

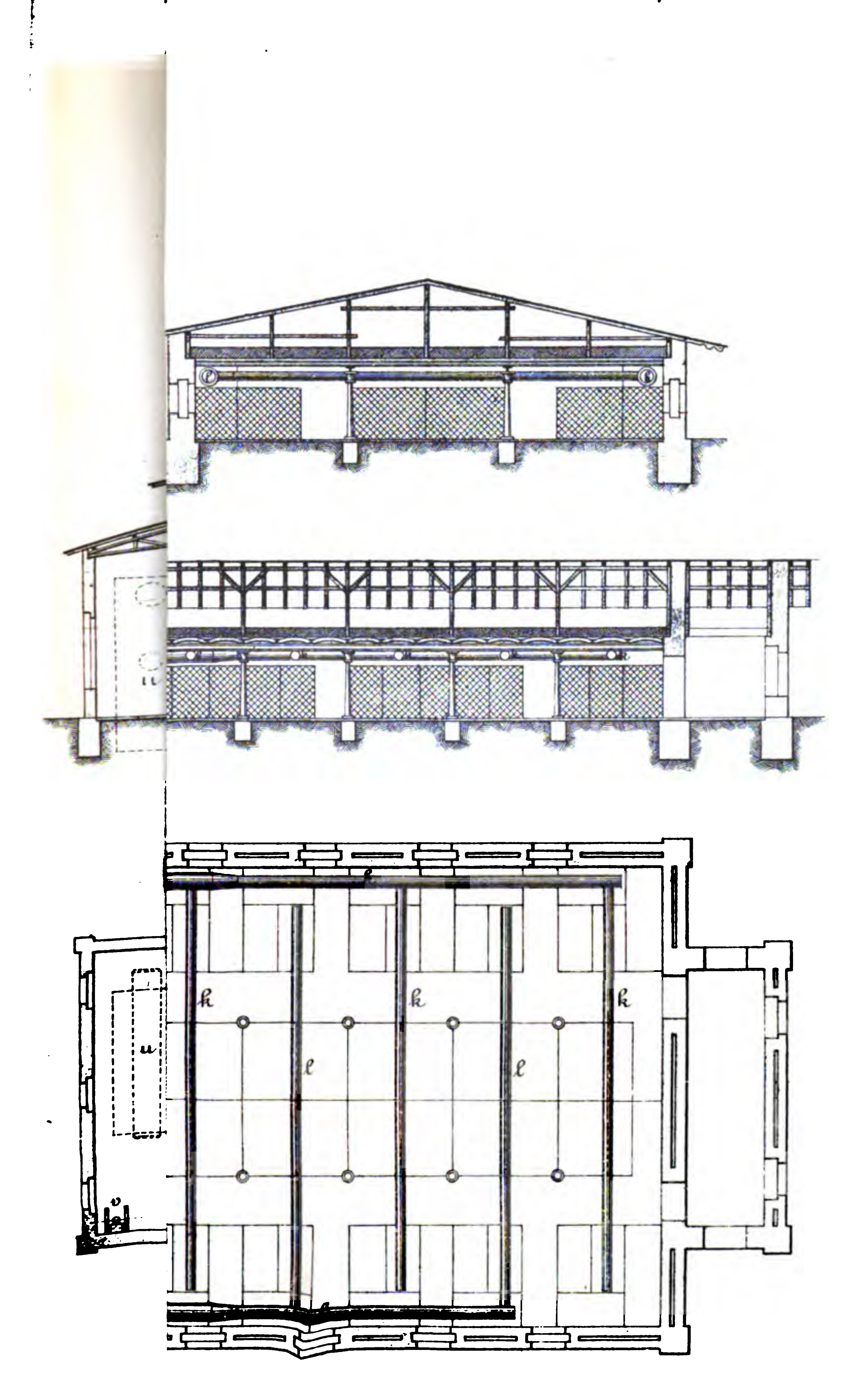
von J

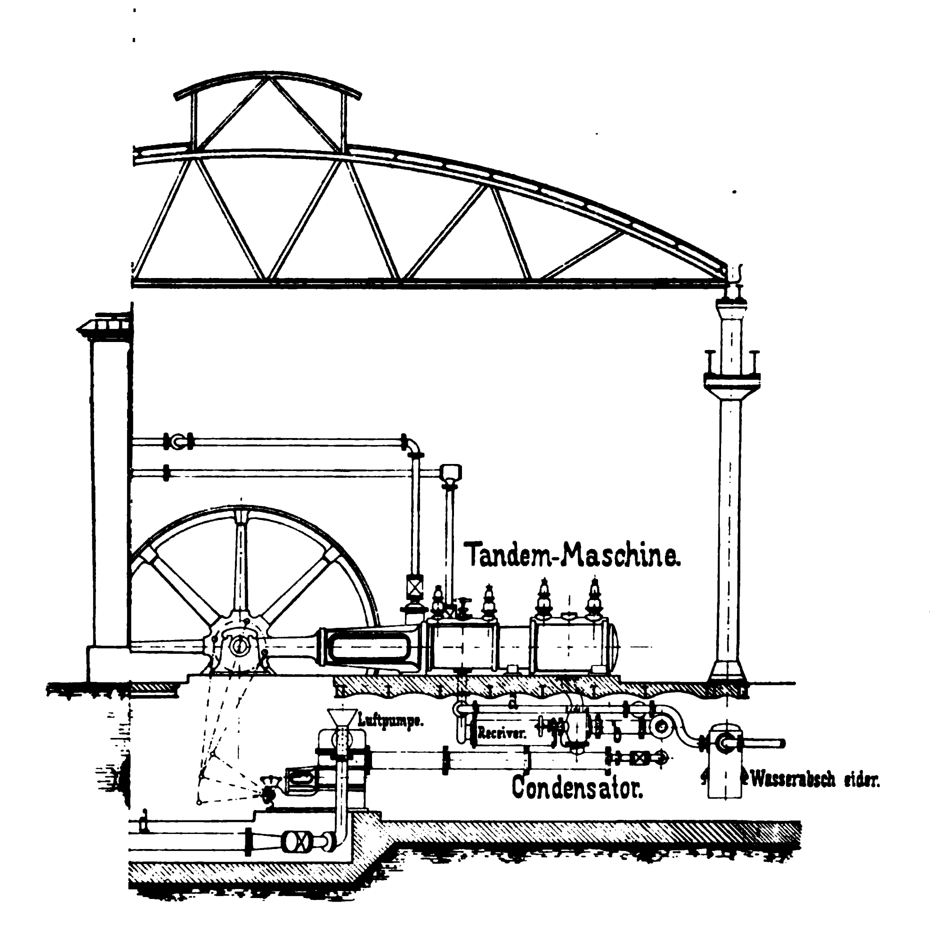
Wasserrohrkessel

120,4 qm. Heizfl. u. 10 Atm. Überdruck

Maßstab: 1:50.

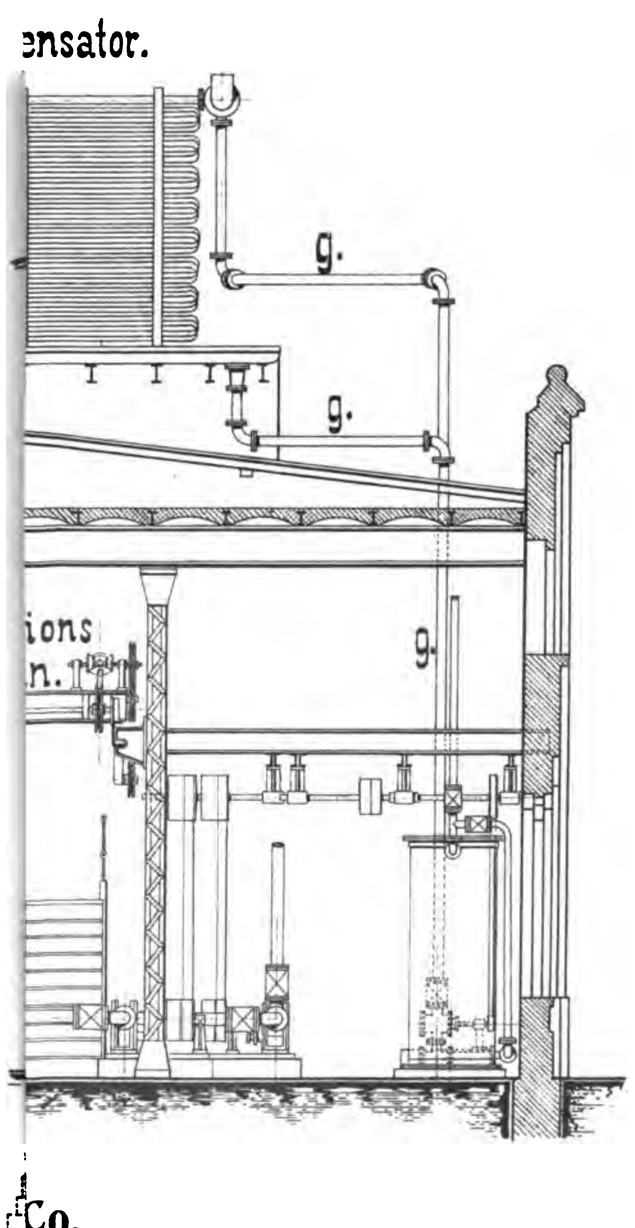



k
k
k
l
l
k
k
k
u
v

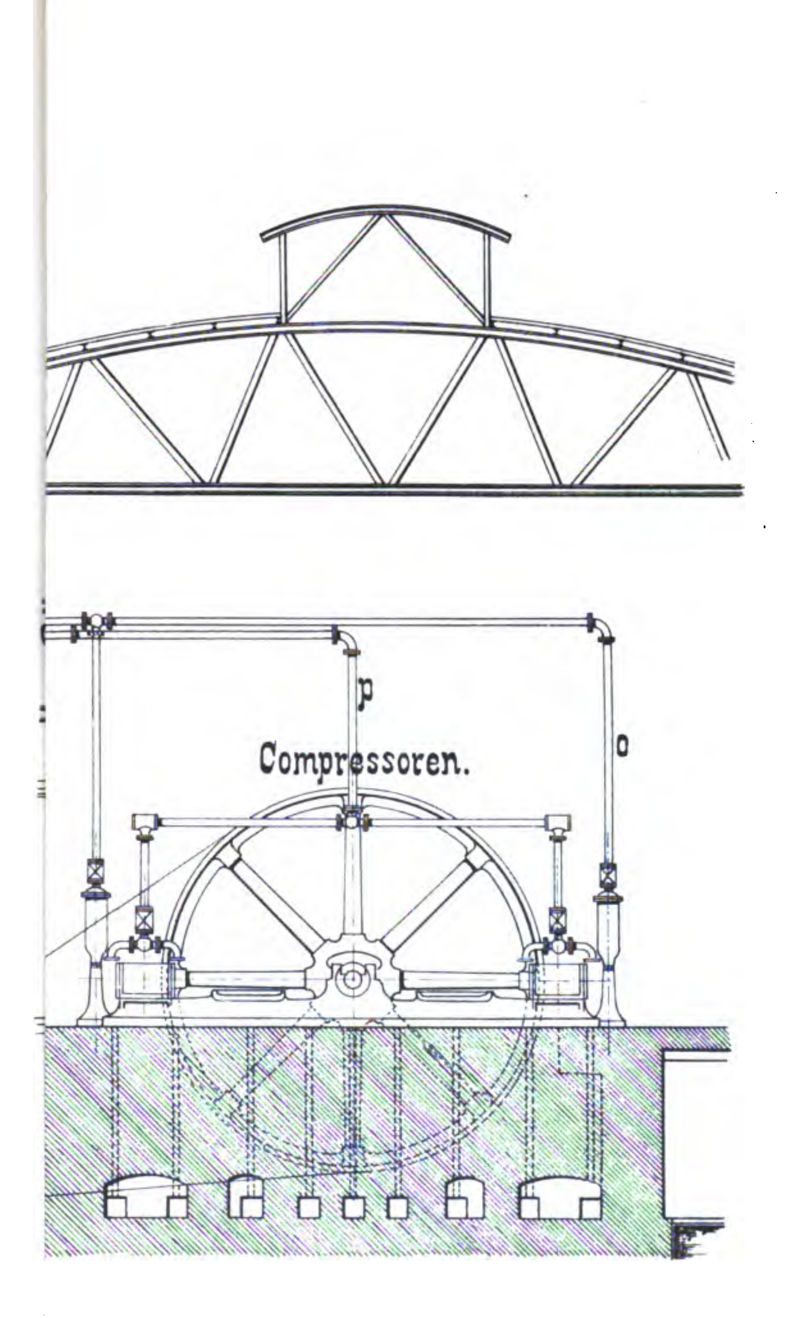

Tandem-Maschine.
Luftpumpe.
Receiver.
a
b
Condensator.
Wasserabsch eider.

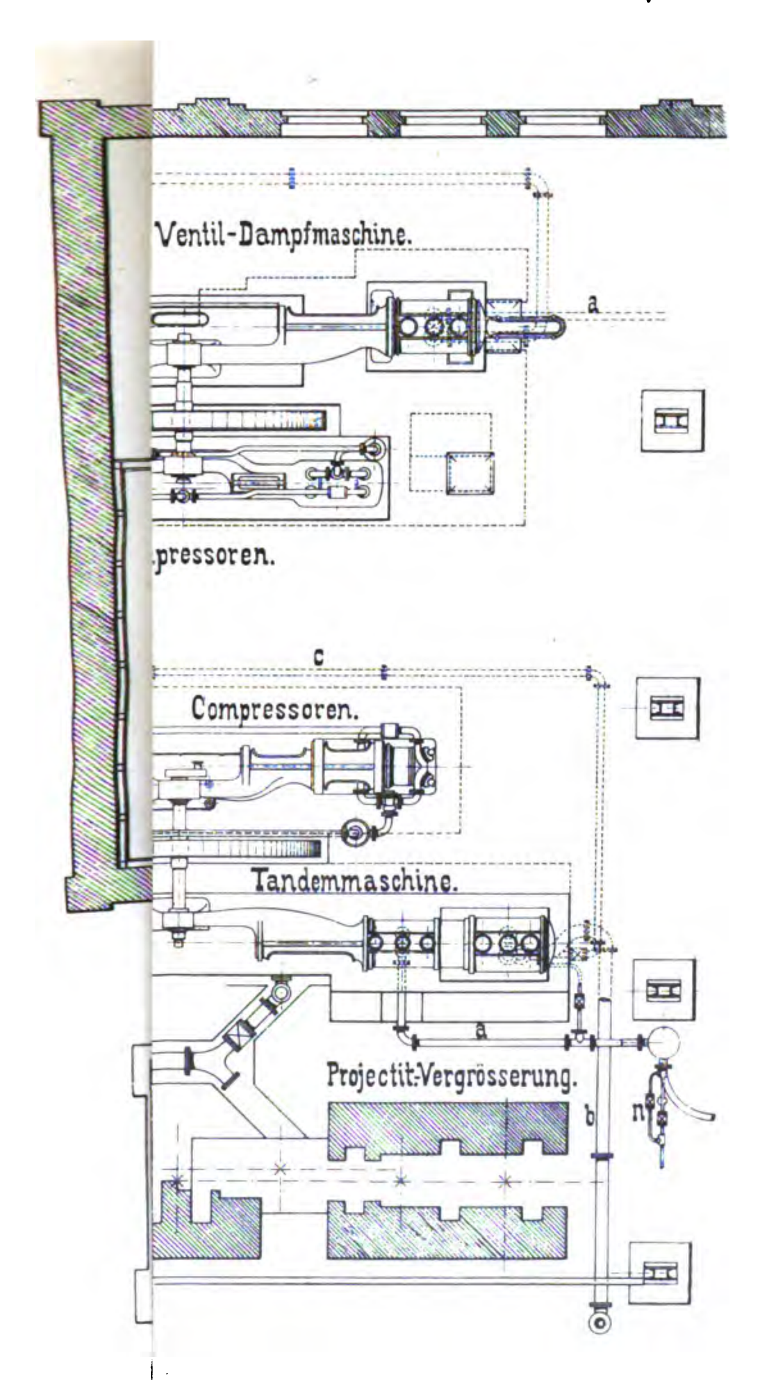
Co.

ensator.



Co.


p
Compressoren.
o



Kühlmaschinenanlage der
werke Bayer & Co.
everkusen-Elberfeld
chaft für Linde's Eismaschinen in Wiesbaden.

